



**Pedro Ivo Leite
Rodrigues**

**Desenvolvimento de uma bomba para
recirculação de água em esquentadores**

**Domestic hot water recirculation pump
development**

Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica



**Pedro Ivo Leite
Rodrigues**

**Desenvolvimento de uma bomba para
recirculação de água em esquentadores**

**Domestic hot water recirculation pump
development**

Dissertação apresentada à Universidade de Aveiro para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestrado em Engenharia Mecânica, realizada sob orientação científica de Vítor António Ferreira da Costa, Professor Associado com Agregação do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro e de Jorge Augusto Fernandes Ferreira, Professor Auxiliar no Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro.

O júri / The jury

Presidente / President

Prof. Doutor António Gil D'Orey de Andrade Campos

Professor Auxiliar do Departamento de Engenharia Mecânica
da Universidade de Aveiro

Vogais / Committee

Licenciado David Carvalho Guilherme

Especialista da Bosch Termotecnologia, Sa

Prof. Doutor Vítor António Ferreira da Costa

Professor Associado com Agregação do Departamento de Engenharia Mecânica
da Universidade de Aveiro (orientador)

Agradecimentos / Acknowledgements

É com toda a gratidão que apresento de forma lisonjeira os meus profundos e sinceros agradecimentos,

Ao Professor Vítor Costa, pela sua orientação, apoio, e motivação ao longo do desenvolvimento deste trabalho.

Ao Engenheiro David Guilherme, pela disponibilidade e paciência em todas as reuniões que possibilitaram a execução do projeto.

Ao Professor Jorge Ferreira, pela preocupação e por me ter concedido um local de trabalho apropriado com todas as condições.

Ao Doutor Johann Friedrich Gülich (autor do livro "*Centrifugal Pumps*") pelas diretrizes que permitiram uma abordagem correta deste projeto.

Ao Sr. Enrique Correa (director administrativo da CFDnetwork España - representante oficial do CFTurbo na Península Ibérica) pela compreensão e permissão de utilização do software.

Ao Mestre António da Fonseca Festas que tão prontamente se disponibilizou para executar a maquinaria do impulsor e foi uma ajuda fulcral na concepção do protótipo final.

Ao Mestre Pedro Mendes, pelo profissionalismo, pelo companheirismo, pela amizade e pela equipa que fortemente criámos durante estes anos de Engenharia e por aí adiante. Por tudo e mais alguma coisa. Estamos juntos.

Aos meus Camaradas da academia, pelos dias, pelas noites, pelas conversas, pelas loucuras, pelas guitarradas, pelas dormidas, pelos brindes, pelas jantaradas, pelas cartadas e por todas as alegrias e momentos em que estivemos unidos. Bem hajam.

À minha prima Mónica, pelas palavras, pelos incentivos, pelo carácter, pela cumplicidade, pela proteção e pelo auxílio em todas as ocasiões.

Ao meu Pai, pelo esforço, apoio e vigor durante todos estes anos que não foram penosos só para mim.

À minha Mãe, pela educação, perseverança, e honestidade que me transmitiu. Pelo amor, carinho, e ternura que me demonstrou. Pelo rigor, força, e serenidade com que me educou. A ela, o meu eterno obrigado. Um até já.

À Nana... O melhor ainda está para vir. ♥

Palavras-chave

Bomba centrífuga, recirculação de água, desempenho, impulsor.

Resumo

Nesta dissertação é descrito o processo de desenvolvimento de uma bomba centrífuga cujo impulsor foi concebido tendo por base os requisitos inerentes à sua aplicação num sistema doméstico fechado para recirculação de água quente sanitária. É realçada a metodologia para a obtenção das principais dimensões e triângulos de velocidades, bem como a influência das especificações iniciais na curva de desempenho da bomba. É também feita uma comparação paramétrica por forma a distinguir os parâmetros preponderantes nas alterações da curva $Q - H$.

É apresentada uma descrição detalhada da teoria relevante para o projeto da bomba, bem como uma abordagem do modelo de cálculo das suas características de desempenho. As aproximações analíticas para o cálculo dos valores geométricos finais foram, inicialmente, obtidas pela implementação do modelo em MATLAB. Posteriormente, a utilização de um software certificado (CFTurbo) serviu para validar o modelo desenvolvido e implementado, e os resultados obtidos. Alguns dos valores foram alterados com o intuito de garantir a melhor relação custo-desempenho da proposta final da bomba. As comparações paramétricas efetuadas neste trabalho restringiram-se a alguns parâmetros que se mostraram pertinentes para esta abordagem.

Keywords

Centrifugal pump, water recirculation, performance, impeller.

Abstract

This thesis describes the development process of a centrifugal pump impeller which is designed based on the requirements involved in their enforcement in a closed system for domestic hot water recirculation. The methodology for the acquisition of the main dimensions and speeds triangles, as well as the influence of the initial specifications in the pump's performance curve. It is also made a parametric comparison in order to distinguish the predominant parameters in the performance curve changes.

A detailed description of the relevant theory toward design of the pump is presented, as well as an approach of the calculation model of its performance characteristics. The analytical approaches for the calculation of the final geometric values were initially obtained for the implementation in MATLAB. Later, the use of a certified software (CFTurbo) allowed to validate the model developed and implemented, and the data results. Some of the values were changed in order to ensure the best relation performance-cost of the final pump design.

The accomplished parametric comparisons in this paper were restricted to some parameters that have been shown as pertinent for this approach.

Conteúdo

1	Introdução	1
1.1	Enquadramento e motivação	1
1.2	Objetivos	3
1.3	Organização da dissertação	4
2	Bombas centrífugas: conceitos e revisão bibliográfica	5
2.1	Introdução às bombas centrífugas	5
2.1.1	Princípio de funcionamento da bomba centrífuga	5
2.1.2	Componentes hidráulicos	6
2.2	Teoria das bombas	10
2.2.1	Triângulos de velocidade	10
2.2.2	Velocidade específica	13
2.2.3	Equação de Euler	13
2.2.4	Regras de afinidade	16
2.2.5	Coefficiente <i>slip</i>	16
2.3	Perdas de carga e eficiência global	18
2.3.1	Perdas hidráulicas	19
2.3.2	Perdas volumétricas	20
2.3.3	Perdas mecânicas	21
2.3.4	Eficiência global	21
2.4	Curvas de desempenho	22
2.4.1	Trabalho específico	23
2.4.2	Potência útil e eficiência	23
2.4.3	Ponto de melhor eficiência BEP	24
2.4.4	Carga positiva de sucção <i>NPSH</i>	24
2.5	Alguns casos especiais de impulsores	25
2.5.1	Impulsores de disco com canais de secção circular	25
2.5.2	Impulsores radiais de lâminas retas	26
3	Implementação em MATLAB	27
3.1	Referências	27
3.2	Metodologia	27
3.2.1	Critérios de dimensionamento	28
3.2.2	Seleção da velocidade	28
3.2.3	Cálculo da velocidade específica	29
3.2.4	Principais dimensões	29
3.3	Resultados	34

4	Implementação em CFTurbo	39
4.1	Introdução	39
4.2	Parametrização	43
4.2.1	Secção meridional	43
4.2.2	Propriedades e dimensionamento das lâminas	44
4.2.3	Voluta e Difusor	47
4.3	Resultados	47
5	Discussão de resultados	51
5.1	Modelo final do impulsor	51
5.2	Comparações paramétricas	55
5.2.1	Influência do diâmetro exterior d_2	56
5.2.2	Influência da velocidade de rotação n	57
5.2.3	Influência do número de lâminas z_{La}	58
5.2.4	Influência dos ângulos β_1 e β_{2B}	59
5.2.5	Influência da espessura das lâminas e	60
5.2.6	Influência da largura relativa b_2^*	61
6	Conclusões e propostas de trabalhos futuros	63
	Referências bibliográficas	65
	Anexos	67
	A. Fluxograma da implementação em MATLAB	69
	B. Relatório CFTurbo	73

Lista de Tabelas

3.1	Resultados da implementação em MATLAB	35
4.1	Resultados da implementação em CFTurbo , e comparação com os resultados da implementação em MATLAB	48

Lista de Figuras

1.1	<i>Esquema de um sistema doméstico de água quente com bomba recirculadora</i>	2
1.2	<i>Acumulação de calcário e resistência anti-congelamento</i>	3
2.1	<i>Escoamento do fluido na bomba centrífuga</i>	6
2.2	<i>Componentes hidráulicos essenciais de uma bomba centrífuga</i>	7
2.3	<i>Plano meridional e distribuição de velocidades à entrada do impulsor</i>	8
2.4	<i>Impulsor radial, semi-axial e axial</i>	8
2.5	<i>Componentes do corpo da voluta</i>	9
2.6	<i>Representação das velocidades num impulsor</i>	10
2.7	<i>Representação dos triângulos de velocidades</i>	10
2.8	<i>Componentes das velocidades meridional e tangencial</i>	11
2.9	<i>Representação das dimensões à entrada e saída do impulsor</i>	12
2.10	<i>Triângulos de velocidades</i>	12
2.11	<i>Tipos de impulsor de acordo com a sua velocidade específica</i>	13
2.12	<i>Balanço dos momentos angulares que atuam no impulsor</i>	14
2.13	<i>Exemplo da aplicação da equação de Euler, redução de b_2</i>	15
2.14	<i>Exemplos de curvas de impulsores com a mesma velocidade de rotação e com diâmetros diferentes</i>	16
2.15	<i>Coefficiente slip e caudal congruente</i>	17
2.16	<i>Balanço de potências de uma bomba</i>	19
2.17	<i>Eficiências hidráulicas de bombas centrífugas</i>	19
2.18	<i>Variação das perdas volumétricas com a velocidade específica</i>	20
2.19	<i>Eficiência numa bomba centrífuga</i>	22
2.20	<i>Exemplos de curvas características</i>	23
2.21	<i>Localização do BEP de uma bomba</i>	24
2.22	<i>Impulsor de disco com canais de secção circular</i>	25
2.23	<i>Impulsor de lâminas retas - Impulsor Barske</i>	26
3.1	<i>Velocidades padrão de motores AC assíncronos</i>	28
3.2	<i>Coefficiente de pressão ψ_{opt}</i>	29
3.3	<i>Largura relativa de saída b_2^*</i>	32
3.4	<i>Perfis da lâmina - aresta dianteira</i>	33
3.5	<i>Perfis da lâmina - aresta posterior</i>	34
3.6	<i>Curva de desempenho da implementação em MATLAB</i>	37
4.1	<i>Ambiente de trabalho CFTurbo - Configuração global</i>	40
4.2	<i>Separador das dimensões principais - Representação da secção meridional</i>	40
4.3	<i>Separador das dimensões principais - Diagrama de Cordier</i>	41

4.4	<i>Separador das dimensões principais - Triângulos de velocidade</i>	41
4.5	<i>Ambiente de trabalho CFTurbo - Curvas de desempenho</i>	42
4.6	<i>Ambiente de trabalho CFTurbo - Modelo 3D</i>	42
4.7	<i>Secção meridional</i>	43
4.8	<i>Ambiente de trabalho CFTurbo - Linhas médias da lâmina do impulsor</i>	45
4.9	<i>Ambiente de trabalho CFTurbo - Arestas da lâmina do impulsor</i>	45
4.10	<i>Variação da espessura da lâmina ao longo do seu comprimento</i>	46
4.11	<i>Vista de topo do impulsor - Linhas médias das lâminas</i>	46
4.12	<i>Secção transversal da voluta e do difusor</i>	47
4.13	<i>Dimensionamento da voluta e do difusor</i>	47
5.1	<i>Modelo final do impulsor</i>	52
5.2	<i>Curva de desempenho final</i>	52
5.3	<i>Potência requerida</i>	53
5.4	<i>Eficiência volumétrica</i>	53
5.5	<i>Protótipo final do impulsor</i>	54
5.6	<i>Protótipo final do impulsor (vista de topo)</i>	54
5.7	<i>Influência do diâmetro exterior a 3191 rpm</i>	56
5.8	<i>Influência do diâmetro exterior a 4000 rpm</i>	56
5.9	<i>Influência da velocidade de rotação com o diâmetro exterior de 59.6 mm</i>	57
5.10	<i>Influência da velocidade de rotação com o diâmetro exterior de 40.0 mm</i>	57
5.11	<i>Curva de desempenho com impulsor de 6 lâminas</i>	58
5.12	<i>Curva de desempenho com impulsor de 6+6 lâminas</i>	58
5.13	<i>Curva de desempenho com $\beta_1 = 4.6^\circ$ e $\beta_{2B} = 7.0^\circ$</i>	59
5.14	<i>Curva de desempenho com $\beta_1 = 6.0^\circ$ e $\beta_{2B} = 9.0^\circ$</i>	59
5.15	<i>Curva de desempenho com espessura de lâmina $e = 1.2$ mm</i>	60
5.16	<i>Curva de desempenho com espessura de lâmina $e = 0.5$ mm</i>	60
5.17	<i>Curva de desempenho com a largura relativa $b_2^* = 0.1350$</i>	61
5.18	<i>Curva de desempenho com a largura relativa $b_2^* = 0.1565$</i>	61

Nomenclatura

A	Secção transversal
H	Altura manométrica
P	Potência
Q	Caudal volúmico
Y	Trabalho específico
b	Largura
c	Velocidade absoluta
d	Diâmetro
d_n	Diâmetro do eixo central do impulsor
e	Espessura da lâmina
f	Frequência
g	Aceleração da gravidade
k_n	Coefficiente de atrit causado pelo prato posterior
k_w	Coefficiente que relaciona o diâmetro de entrada e o coefficiente <i>slip</i>
n	Velocidade de rotação do motor
n_q	Velocidade específica
n_{asyn}	Velocidade assíncrona
n_{ss}	Velocidade específica de sucção
n_{ss}^*	Velocidade específica de sucção normalizada
p	Pressão
pp	Pares de pólos do motor
r	Raio

u	Velocidade tangencial
w	Velocidade relativa
z	Número de lâminas

Acrónimos

AFS	Água fria sanitária
API	<i>American Petroleum Institute</i>
AQS	Água quente sanitária
BEP	<i>Best Efficiency Point</i> (ponto de melhor eficiência da bomba)
NPSH	<i>Net Positive Suction Head</i> (carga positiva de sucção)

Símbolos Gregos

α	Ângulo entre os vetores da velocidade absoluta e tangencial
β	Ângulo entre o vetor da velocidade relativa e a direção negativa da velocidade tangencial
η_h	Eficiência hidráulica
η_m	Eficiência mecânica
η_v	Eficiência volumétrica
γ	Coefficiente <i>slip</i>
λ	Ângulo entre a lâmina e o prato posterior
ω	Velocidade angular
ϕ	Coefficiente de fluxo
ψ	Coefficiente de pressão
ρ	Massa volúmica
τ	Coefficiente de bloqueio da lâmina
τ_{al}	Tensão de corte admissível

Sub- e sobrescritos

'	Considerando o coeficiente <i>slip</i>
∞	Relativo ao caudal congruente
B	Relativo ao ângulo da lâmina
La	Relativo ao impulsor

<i>Le</i>	Relativo ao difusor
<i>m</i>	Componente meridional da velocidade
<i>opt</i>	Relativo ao ponto de melhor eficiência da bomba
<i>ref</i>	Valor de referência
<i>th</i>	Condições de caudal teórico (perdas desprezáveis)
<i>u</i>	Componente tangencial da velocidade
1	Entrada do impulsor
2	Saída do impulsor
3	Entrada do difusor
4	Saída do difusor

Capítulo 1

Introdução

1.1 Enquadramento e motivação

Um dos fatores analisados pelos peritos para a classificação das habitações é o método utilizado para a produção de água quente sanitária. Existem inúmeras formas de produzir água quente sanitária: esquentadores a gás, termoacumuladores elétricos, caldeiras a gás, gásóleo, lenha, sistema solar térmico, etc. A utilização de equipamentos energeticamente mais eficientes traduz-se numa redução nos custos, melhor classificação da habitação e contribui para melhorar o meio ambiente. A poupança de energia é cada vez mais uma prioridade, não só por questões económicas, mais imediatas, mas também porque a preservação das condições ambientais é fundamental para assegurar a preservação e o futuro das condições de vida do planeta [1].

Na necessidade de dar resposta aos requisitos energéticos e às exigências dos consumidores relativamente ao consumo de água quente doméstica, a *Bosch Termotecnologia* (*BoschTT*) desenvolve, fabrica e comercializa os seus esquentadores termostáticos. Segundo o grupo *Junkers & Co* [2], um esquentador a gás termostático é a forma energeticamente mais eficiente de gerar água quente sanitária, pois o dispositivo ajusta a potência requerida às necessidades instantâneas de água quente. A principal vantagem destes esquentadores reside na economia de gás, visto que possuem um controlo de temperatura de saída da água, evitando gastos desnecessários e permitindo uma poupança até cerca de 35% no consumo de gás. Como resultado natural da obtenção de água quente à temperatura certa, não só há um aumento do grau de conforto, como o desperdício de água é fortemente reduzido, permitindo economizar até 60 litros de água por dia [3].

Estes esquentadores estão equipados com atuadores que permitem controlar o caudal de gás, bem como o caudal de água (de uma forma proporcional) através da respetiva unidade de controlo. Com o propósito de diminuir o tempo de espera do utilizador (tempo requerido para a obtenção de água quente pelo o utilizador), e garantir um caudal mínimo de ativação, é necessária a implementação de uma bomba recirculadora adequada aos parâmetros requeridos por esta aplicação. Foi sugerido pela BoschTT o desenvolvimento de uma bomba para recirculação de água nestes esquentadores por forma a colmatar as perdas e o baixo rendimento dos recirculadores usuais no mercado.

Na Figura 1.1 está representado um esquema de um sistema doméstico de água quente com uma bomba recirculadora de água quente sanitária (A.Q.S.); trata-se de um esquema unicamente ilustrativo, para elucidar o leitor de como é um sistema simples de circulação de A.Q.S., e os seus componentes. A estes elementos seria possível acrescentar, por

exemplo: válvulas de segurança térmica e de pressão, reservatório de água com ou sem serpentinas, um coletor solar de tubos de vácuo ou painéis solares planos, um permutador de calor de placas soldadas, vasos de expansão das águas sanitárias e do sistema solar, etc.

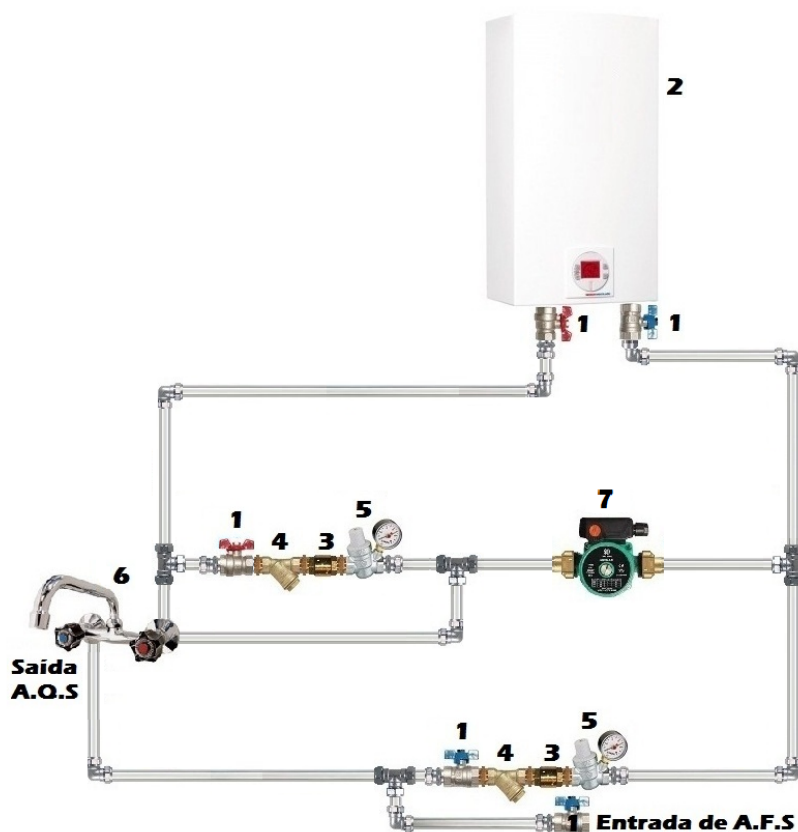


Figura 1.1: *Esquema de um sistema doméstico de água quente com bomba recirculadora (adaptado de [4]).*

Legenda da Figura 1.1:

1. Válvula de esfera.
2. Esquentador.
3. Válvula de retenção.
4. Filtro de água em Y.
5. Válvula de enchimento com manómetro.
6. Torneira de saída de água quente.
7. Bomba recirculadora.

1.2 Objetivos

O propósito da recirculação de água quente sanitária num sistema doméstico de água quente é assegurar que esta se mantém a uma determinada temperatura – definida pelo utilizador – e esteja imediatamente disponível a essa temperatura. Para além da diminuição do tempo de espera para dispôr de água quente, a introdução de uma bomba de água que cumpra a globalidade os requisitos performance/resistência/custo num esquentador:

- previne a acumulação de calcário nas superfícies onde circula a água quente, que ocorre com frequência nas tubagens mais pequenas do sistema, consequência da estagnação da água e da sua dureza (i.e. a concentração de iões de Cálcio e Magnésio, predominantemente) e da formação de um depósito de carbonatos, que dificulta a troca de calor e faz com que a permuta térmica perca eficiência e o consumo de energia aumente (Figura 1.2a);
- elimina a necessidade de aplicação de resistências de anti-congelamento ao longo de sistemas que estão expostos a intempéries metereológicas, que são utilizados para impedir o congelamento da água parada nas tubagens quando a temperatura exterior atinge valores abaixo de zero (estas resistências envolvem as tubagens mantendo-as com uma temperatura tal que impedem a acumulação de gelo) e, consequentemente, adicionam mais consumo à fatura energética (Figura 1.2b).



Figura 1.2: (a) *Acumulação de calcário em tubagens [5]* (b) *Resistência anti-congelamento para tubagens [6]*.

Face ao enquadramento anteriormente referido, pretendeu-se analisar, desenvolver e dimensionar uma bomba de recirculação de água sanitária, utilizando uma plataforma de atuador/impulsor desenvolvida no âmbito deste trabalho. Utilizando uma plataforma já existente e validada, pretendeu-se projetar, desenvolver e construir um protótipo de uma bomba centrífuga que permitisse a recirculação interna de água num sistema doméstico. O motor de acionamento da bomba foi selecionado tendo em conta o seu custo e as especificações da bomba.

1.3 Organização da dissertação

A presente dissertação encontra-se dividida em seis capítulos. A sua estrutura reflete a metodologia adotada e os critérios utilizados para o seu desenvolvimento.

O Capítulo 1 é um capítulo introdutório, para que o leitor se inteire do enquadramento e dos objetivos do trabalho.

No Capítulo 2 são apresentados os principais conceitos referentes ao tema, destacando os princípios teóricos, componentes e revisão bibliográfica que inclui o estado da arte das bombas centrífugas, em termos gerais.

O Capítulo 3 é composto pela metodologia detalhada, implementada em **MATLAB**, e resultados dessa implementação para dimensionamento da bomba. Este capítulo permitiu o desenvolvimento de discussões e conclusões posteriores.

Seguidamente, no Capítulo 4 é descrito o ambiente de trabalho do *software* **CFTurbo** utilizado, e referidas algumas das suas potencialidades na conceção e projeto de turbomáquinas. É também descrita a sua parametrização no projeto da bomba centrífuga para a aplicação específica perseguida neste trabalho, e a apresentação dos resultados.

No Capítulo 5 é feita a discussão de resultados e a comparação paramétrica numa representação gráfica, para que o leitor se inteire dos efeitos da alteração dos parâmetros apresentados no desempenho da bomba.

O Capítulo 6 é um capítulo conclusivo, onde é refletido como decorreu o desenvolvimento do trabalho no seu todo, o que poderia ter sido melhorado, e são apresentadas propostas de trabalhos futuros.

Capítulo 2

Bombas centrífugas: conceitos e revisão bibliográfica

2.1 Introdução às bombas centrífugas

A bomba centrífuga, ou bomba radial, – criada em 1689 pelo físico francês Denis Papin – é o tipo de bomba mais utilizado em todo o Mundo. Abrange uma popularidade que ronda os 80 - 90% de entre as bombas selecionadas em inúmeras aplicações. O seu princípio de funcionamento foi estudado ao longo dos anos, descrito e cuidadosamente testado, o que a torna robusta, eficaz e relativamente barata de produzir. Atualmente, existe uma ampla gama de variações de bombas circuladoras baseada nos fundamentos e componentes básicos da bomba centrífuga [7].

As bombas centrífugas são utilizadas no transporte de fluidos, elevando a pressão de um determinado caudal. O desempenho de uma bomba a uma determinada velocidade de rotação é descrito pelo caudal expelido, pelo aumento de pressão alcançado, pela potência absorvida pelo conjunto, pela eficiência e pelo *NPSH* (*net positive suction head*) à entrada do impulsor (Secção 2.4). Existe uma vasta variedade de bombas no mercado, dependendo do tipo de aplicação, e cada uma delas tem, pelo menos, um impulsor e coletor que garante que a maior parte da energia cinética criada à saída do impulsor, é convertida em pressão estática. Diferentes geometrias de impulsores, volutas, difusores e invólucros de entrada estão disponíveis para criar bombas radiais, semi-axiais, axiais, simples ou multi-estágios, horizontais ou verticais – adequadas às mais variadas aplicações [8].

2.1.1 Princípio de funcionamento da bomba centrífuga

Como já foi referido, as bombas centrífugas são turbomáquinas usadas no transporte de fluidos. É criado um aumento de pressão do fluido desde a entrada do impulsor até à saída da voluta quando a bomba está em operação, o que promove o escoamento do fluido através do sistema. Esta diferença de pressão deve-se à transferência de energia mecânica do motor para o fluido durante a rotação do impulsor, que por sua vez permite que o escoamento seja promovido do centro do impulsor para a periferia, ao longo das suas lâminas (Figura 2.1). Consequentemente, a força centrífuga aumenta a velocidade do fluido na direção da periferia do impulsor; por este meio a energia cinética é transformada em pressão quando o fluido deixa as lâminas e a sua velocidade sofre uma diminuição

abrupta quando chega à voluta. A energia transferida é, invariavelmente, baseada em processos hidrodinâmicos para os quais todas as diferenças de pressão e energia são proporcionais ao quadrado da velocidade do rotor, o que será discutido na Secção 2.2.

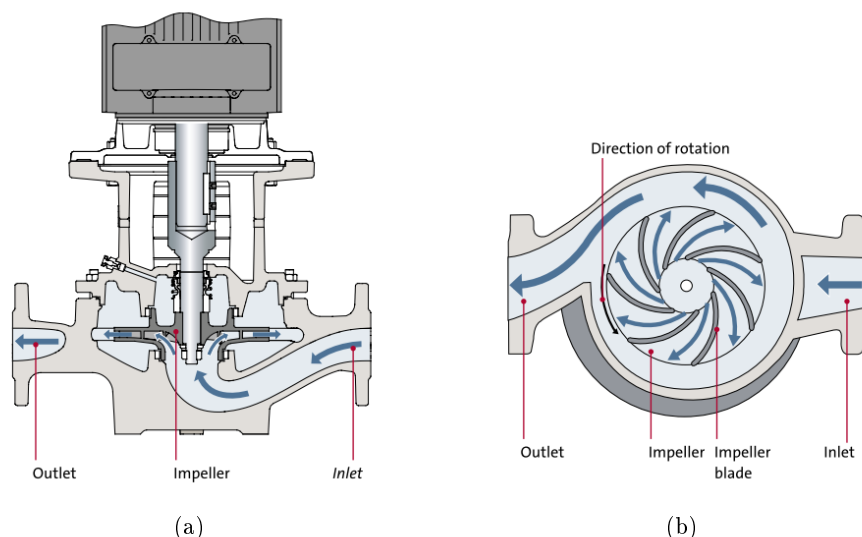


Figura 2.1: (a) *Escoamento do fluido (vista de topo)* (b) *Escoamento do fluido (vista lateral)* [9].

2.1.2 Componentes hidráulicos

Os principais componentes hidráulicos são comuns à maior parte das bombas centrífugas e, designam-se desta forma pois estão efectivamente em contacto com o fluido. Na Figura 2.2 estão representados os componentes hidráulicos essenciais de uma bomba centrífuga de estágio único.

A bomba centrífuga é, essencialmente, composta por:

- carcaça (*casing*);
- caixa de rolamentos (*bearing housing*);
- eixo principal (*pump shaft*);
- impulsor (*impeller*).

O fluido entra no bocal de sucção, na zona central do impulsor radial (Figura 2.3b) – acoplado ao veio que é accionado pelo motor – e vai receber a energia necessária para ser transportado e acelerado na direção centrífuga. Quando sai do impulsor, é desacelerado na voluta e seguidamente no difusor, a fim de utilizar a maior quantidade de energia cinética possível à saída do impulsor para aumentar a pressão estática [8]. O vedante do veio, e. g. um vedante simétrico ou um vedante retentor, impede fugas do fluido para a caixa de rolamentos e/ou para o ambiente exterior. Normalmente, o impulsor e a carcaça estão separados por um vedante estático ou vedante *O'ring* para prevenir que o fluido retorne da saída do impulsor para o bocal de sucção. Um segundo vedante é, por

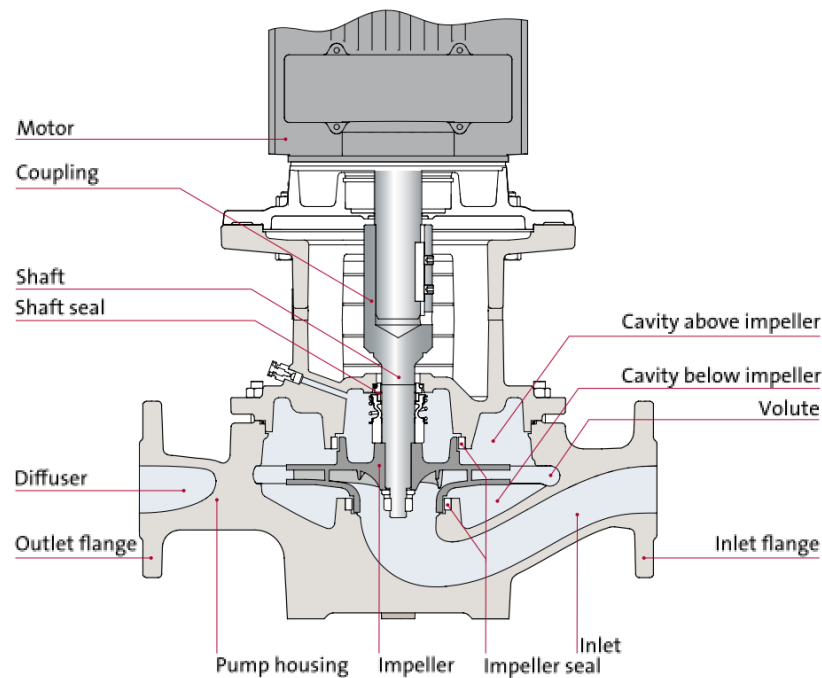


Figura 2.2: Componentes hidráulicos essenciais de uma bomba centrífuga. [9]

vezes, aplicado na proteção posterior do impulsor para contra balançar as forças axiais que atuam no prato frontal e posterior do impulsor. O impulsor pode ser constituído por:

- eixo central (*hub*);
- prato posterior (*rear shroud*);
- lâminas ou pás (*blades*);
- prato frontal (*front shroud*).

As lâminas do impulsor em rotação transferem energia para o fluido, aumentando assim a sua velocidade. O fluido é sugado para o centro do impulsor (pelo princípio de conservação da massa) e percorre os canais formados pelas lâminas do impulsor rumo à periferia, como representado na Figura 2.3a. A concepção do impulsor depende dos requisitos de pressão, caudal, e da sua aplicação. O impulsor é o componente primário na determinação do desempenho de uma bomba, sendo possível criar variantes de uma bomba modificando apenas este componente.

Num impulsor radial, existe uma diferença significativa entre o diâmetro de entrada e o de saída, e também entre o diâmetro de saída e a sua largura. Neste tipo de geometria, as forças centrífugas resultam em alta pressão e num baixo caudal. Por outro lado, baixa pressão e elevado caudal são obtidos com impulsores axiais, sem alteração na direção radial e largura de saída. Um terceiro tipo de impulsor pode ser ocasionalmente encontrado/usado, quando é requerido um balanço entre o aumento de pressão e o caudal, e designa-se por impulsor semi-axial (Figura 2.4).

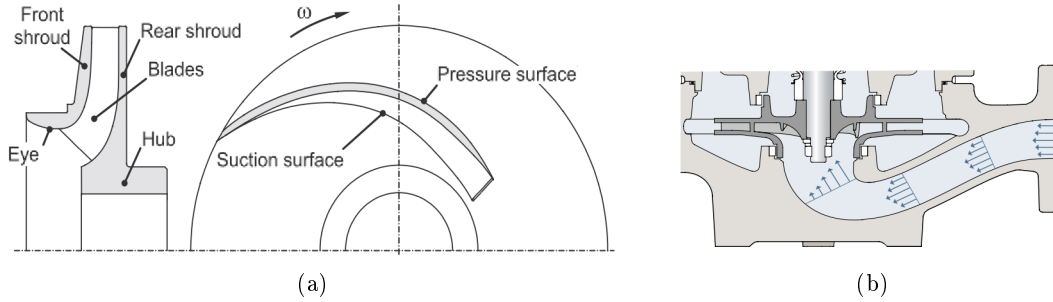


Figura 2.3: (a) Plano meridional e vista de topo do impulsor [8] (b) Distribuição de velocidades à entrada do impulsor [9].

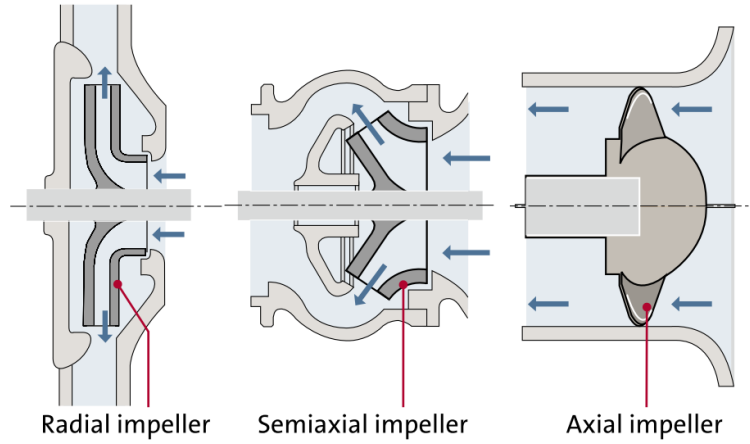


Figura 2.4: Impulsor radial, semi-axial e axial. [9]

O número de lâminas (ou pás) a considerar para um impulsor depende principalmente do desempenho e das restrições de ruído, assim como da quantidade e tamanho das partículas sólidas no fluido. Segundo Gülich [8], impulsores com 7-10 lâminas provaram fornecer a melhor eficiência. O mesmo autor refere também que impulsores com poucas lâminas (3 ou 4) têm canais largos à saída e são tipicamente utilizados para velocidades específicas abaixo de $n_q = 12$ a 14 (Secção 2.2.2). Bombas suscetíveis a problemas de vibrações deverão, portanto, possuir pelo menos 5 lâminas.

Depois da geometria básica do impulsor ter sido definida, a sua conceção é apenas uma questão de encontrar um compromisso entre perdas por fricção e perdas consequência de um perfil de velocidades não-uniforme. Geralmente são alcançados perfis de velocidade uniformes prolongando as lâminas do impulsor, mas em consequência ocorrerá um aumento do atrito ao longo dos canais inter-lâminas.

A voluta, o difusor e a flange de saída são abrangidos na carcaça. O corpo da voluta recolhe o fluido do impulsor e transmite-o à flange de saída; a sua função é converter a pressão dinâmica em pressão estática ao promover a diminuição da velocidade do fluido que sai do impulsor, sendo que a velocidade é gradualmente reduzida à medida que a secção transversal aumenta. Este elemento é composto por três componentes principais: anel difusor, voluta e saída do difusor (Figura 2.5), e ocorre uma conversão

entre velocidade e pressão em cada secção.

A função principal do anel difusor é orientar o fluido do impulsor para a voluta. Por sua vez, a utilidade desta é conduzir o fluido até ao difusor. Para garantir que a pressão se mantém a mesma ao longo da voluta, a sua secção transversal deve aumentar ao longo de toda a extensão da voluta. A saída do difusor faz a ligação entre o fim da voluta e a flange de saída, e aumenta ainda mais a pressão estática pelo aumento gradual da sua secção transversal.

O corpo da voluta é concebido de maneira a converter a pressão dinâmica em pressão estática, ao mesmo tempo que minimiza as suas perdas. O ponto de máxima eficiência é atingido quando é encontrado o equilíbrio entre variações de velocidade sofridas e as perdas por dissipação viscosa (atrito).

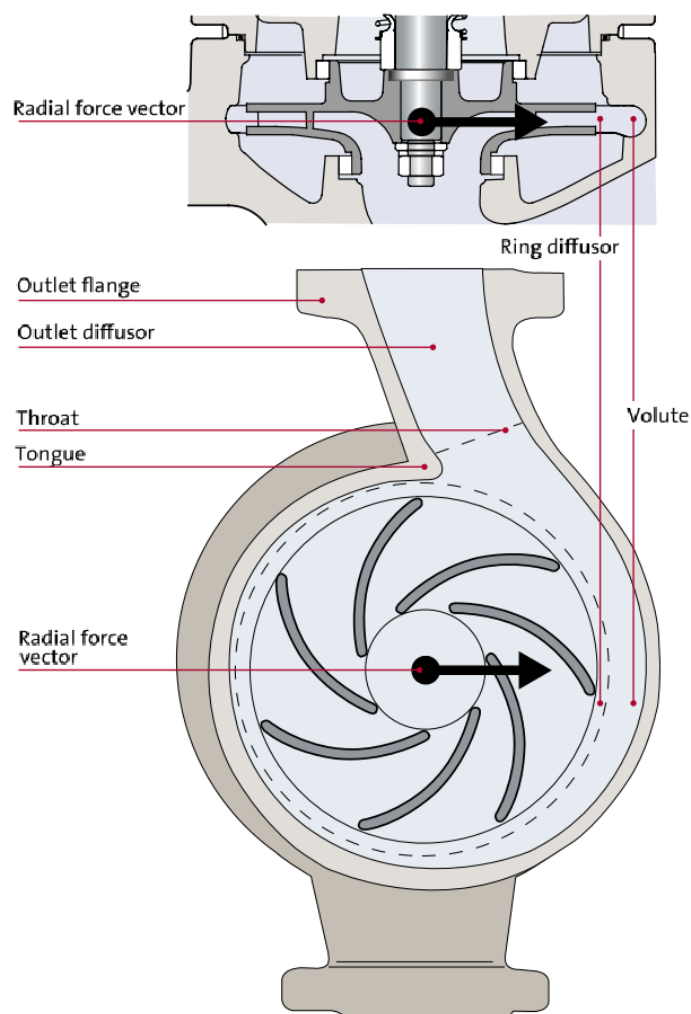


Figura 2.5: *Componentes do corpo da voluta.* [9]

Existem outros elementos da bomba centrífuga, tais como o vedante do impulsor, as cavidades axiais e cavidades dos rolamentos, e canais de retorno que não serão abordados nesta dissertação.

2.2 Teoria das bombas

2.2.1 Triângulos de velocidade

O processo de transferência de energia que acontece quando uma bomba está em operação é descrito através da equação de Euler, o que será abordado posteriormente, nesta secção. Para compreender o seu conceito é necessário fazer uma prévia introdução aos triângulos de velocidades, que também são utilizados para prever o desempenho da bomba em relação à velocidade, diâmetro do impulsor e largura dos canais.

É possível determinar a velocidade absoluta (\vec{c}) de um fluido que se desloca num impulsor, como a soma da velocidade relativa (\vec{w}) e a velocidade tangencial (\vec{u}). Estas velocidades são somadas pela adição vectorial, formando triângulos de velocidade à entrada e saída do impulsor. Normalmente, assumem o subscrito 1 ou 2, onde 1 corresponde à entrada do impulsor, e 2 à saída. Os subscritos 3 e 4 correspondem à entrada e saída do difusor, enquanto que 5 e 6 correspondem aos canais de retorno em bombas multi-estágio. A sua representação pode ser encontrada nas Figuras 2.6 e 2.7. Os ângulos α e β das figuras representam os ângulos da velocidade absoluta e relativa, respectivamente.

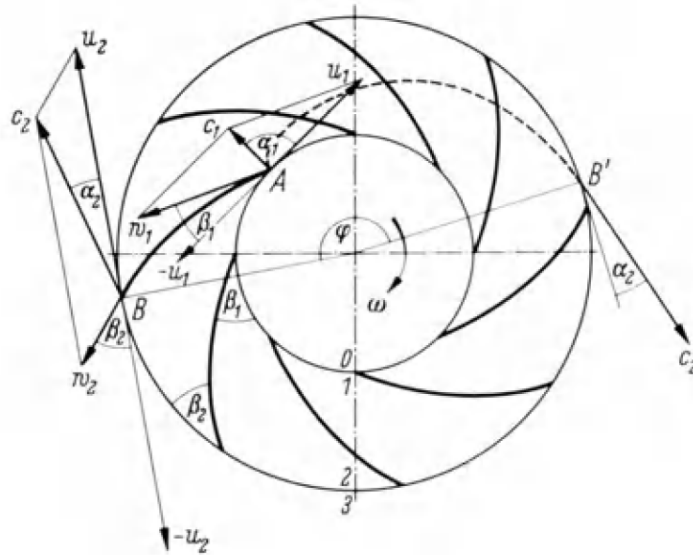


Figura 2.6: Representação das velocidades num impulsor [10].

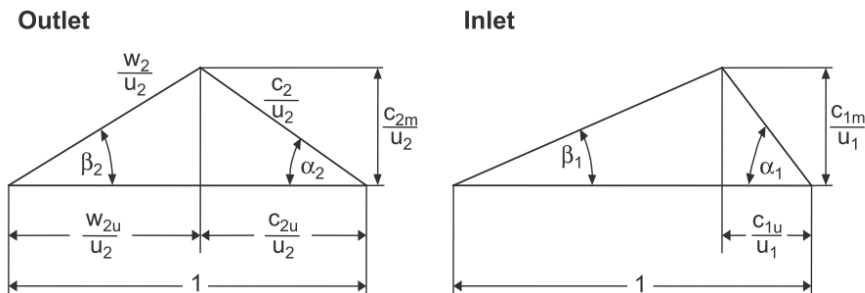


Figura 2.7: Representação dos triângulos de velocidades à saída e à entrada [8].

O fluxo no impulsor pode ser descrito através de triângulos de velocidades, que indicam a sua intensidade, direção e sentido. De forma a descrever as três dimensões do fluxo é necessário ilustrar dois planos distintos: o plano meridional, que representa um corte axial no eixo da bomba (Figura 2.3a), e o plano definido pela velocidade meridional e a velocidade tangencial (Figura 2.8).

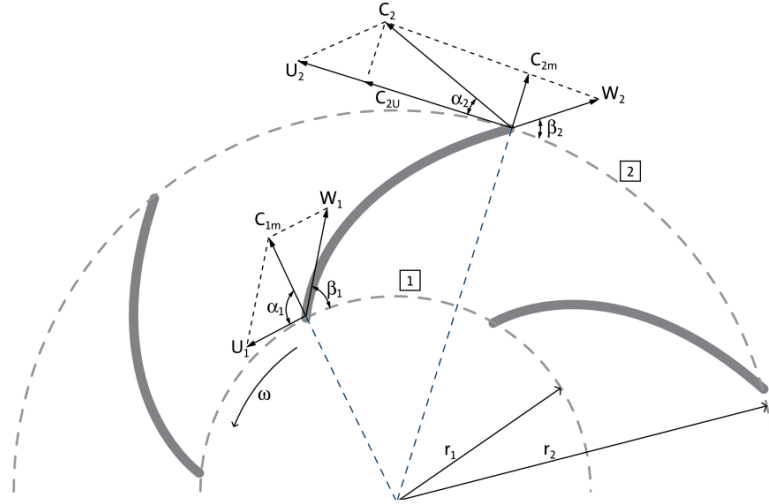


Figura 2.8: Componentes das velocidades meridional e tangencial [9].

A velocidade tangencial (u) pode ser facilmente calculada a partir da velocidade de rotação (n) do impulsor, através da seguinte relação:

$$u = \pi d \frac{n}{60} = r\omega \quad [\text{m s}^{-1}] \quad (2.1)$$

onde d é o diâmetro a que a velocidade tangencial está a ser avaliada.

Todavia, a velocidade absoluta (c), pode ser decomposta em duas componentes, meridional (c_m) e tangencial (c_u) [11]. Assumindo que à entrada do impulsor o fluido se mantém em regime laminar, c_{u1} é desprezável, e $c_{1m} = c_1$. Tendo em conta a conservação da massa, a relação entre c_{1m} e c_{2m} pode ser encontrada através da seguinte equação:

$$c_{2m} = \frac{Q_{La}}{A_2} = c_{1m} \frac{A_1}{A_2} \quad [\text{m s}^{-1}] \quad (2.2)$$

onde Q_{La} é o caudal volúmico que flui pelo impulsor, A_1 é a área de entrada do impulsor, e A_2 é a área de saída do impulsor.

As áreas acima descritas podem ser calculadas pelas equações (2.3) e (2.4), onde d_n é o diâmetro do eixo central do impulsor e d_1 é o diâmetro de entrada; por conseguinte, d_2 é o diâmetro da saída do impulsor e b_2 é a altura à saída (Figura 2.9).

$$A_1 = \frac{\pi}{4}(d_1^2 - d_n^2) \quad [\text{m}^2] \quad (2.3)$$

$$A_2 = \pi d_2 b_2 \quad [\text{m}^2] \quad (2.4)$$

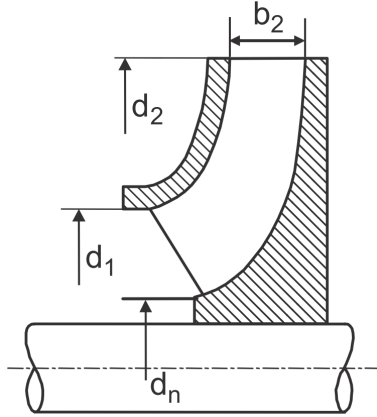


Figura 2.9: Representação das dimensões à entrada e saída do impulsor [8].

Em conformidade com o que já foi referido relativamente à relação $c_{1m} = c_1$, é possível determinar o ângulo β_1 aplicando apenas uma operação trigonométrica.

$$\tan \beta_1 = \frac{c_{1m}}{u_1} \quad [-] \quad (2.5)$$

No início da fase de concepção pode ser assumido que β_2 tem o mesmo valor do ângulo da lâmina. Com efeito, a velocidade relativa à saída, w_2 , pode ser calculada da seguinte forma:

$$w_2 = \frac{c_{2m}}{\sin \beta_2} \quad [\text{m s}^{-1}] \quad (2.6)$$

De modo idêntico, a velocidade tangencial absoluta, c_{2u} , é representada como:

$$c_{2u} = u_2 - \frac{c_{2m}}{\tan \beta_2} \quad [\text{m s}^{-1}] \quad (2.7)$$

Posto isto, é possível desenhar os triângulos de velocidades, como se pode verificar na Figura 2.10.

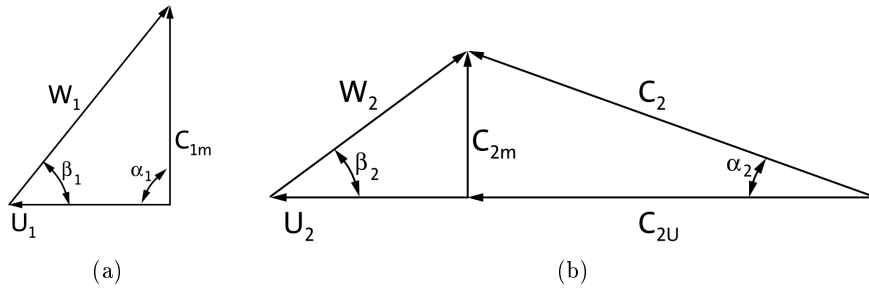


Figura 2.10: (a) Triângulo de velocidades à entrada (b) Triângulo de velocidades à saída [9].

O conceito dos triângulos de velocidades será utilizado ao longo dos capítulos seguintes, e são da maior importância na concepção dos elementos da bomba.

2.2.2 Velocidade específica

A velocidade específica caracteriza o tipo de impulsor da forma mais coerente, i.e. do ponto de vista da mecânica dos fluidos [7]. Contudo, não se torna prática na comparação de impulsores que são conceitualmente diferentes, e são utilizadas de formas distintas.

Voltando um pouco atrás, com o intuito de classificar as bombas em diferentes categorias, a definição de velocidade específica foi primeiramente introduzida por Camerer em 1914, e mais tarde desenvolvida por Stepanoff em 1948 [11]:

$$n_q = n \frac{\sqrt{Q_{La,opt}}}{H_{opt}^{0.75}} \quad (2.8)$$

onde n é a velocidade de rotação, $Q_{La,opt}$ é o caudal e H_{opt} é a altura manométrica.

O subscrito *opt* indica que estes valores foram retirados no ponto de melhor eficiência da bomba, também designado por BEP (Secção 2.4.3). Pelo cálculo da velocidade específica é possível classificar que tipo de bomba é mais adequado para diferentes tipos de aplicação, e comparar bombas em diferentes condições de operação (Figura 2.11). Note-se que n_q não é adimensional, mas é um número utilizado para classificações de forma análoga ao que é feito com o número de Reynolds [11].

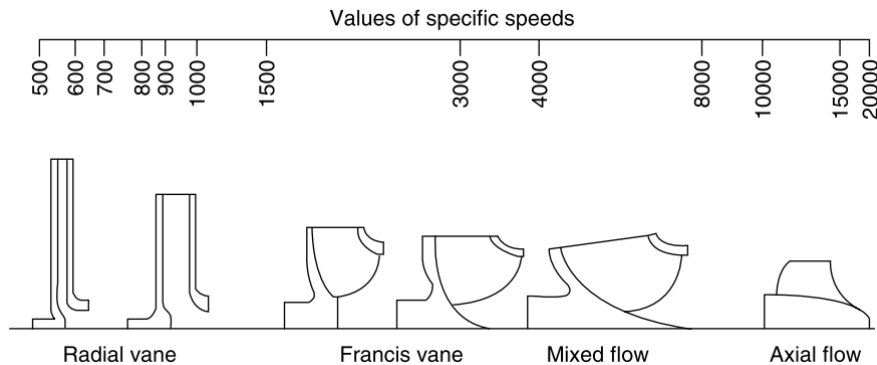


Figura 2.11: *Tipos de impulsor de acordo com a sua velocidade específica [7].*

Em virtude do exposto na Figura 2.11, as bombas com uma baixa velocidade específica apresentam um diâmetro de saída muito superior comparativamente ao diâmetro de entrada. Contrariamente, quando as bombas apresentam uma velocidade específica elevada, o diâmetro de saída é reduzido mas em contrapartida a largura das lâminas é superior.

2.2.3 Equação de Euler

Como já foi referido, a equação de Euler desempenha um papel fundamental no que diz respeito à descrição do funcionamento de uma bomba. A equação pode ser derivada de diferentes formas. O método abaixo descrito restringe-se a um volume de controlo limitado pelo impulsor (Figura 2.12), e relaciona a Segunda Lei de Newton com a equação da conservação da quantidade de movimento.

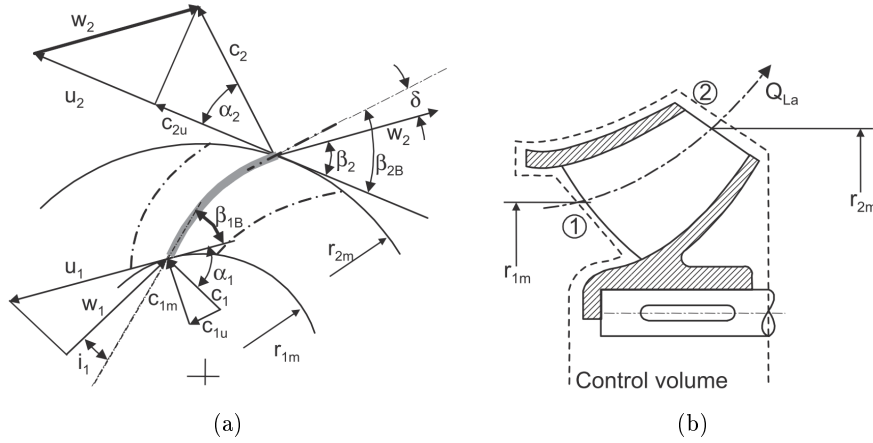


Figura 2.12: (a) Vectores de velocidade (b) Volume de controlo [8].

O momento de torção do eixo (M) pode ser determinado relacionando o caudal mássico ($\dot{m} = \rho Q$) com a componente tangencial da velocidade absoluta (c_u):

$$M = \dot{m}(r_2 c_{2u} - r_1 c_{1u}) \quad [\text{N m}] \quad (2.9)$$

Pela multiplicação do momento pela velocidade angular (ω), obtém-se a expressão que descreve a potência do eixo (P), ao mesmo tempo que o produto do raio com a velocidade angular equivale à velocidade tangencial. Com isto resulta que:

$$P = M\omega = \dot{m}(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) \quad [\text{W}] \quad (2.10)$$

Sabendo que a potência hidráulica obedece à seguinte equação:

$$P = \dot{m}gH \quad [\text{W}] \quad (2.11)$$

em que H é a altura manométrica, e assumindo que não ocorrem perdas de caudal no volume de controlo, a potência mecânica e hidráulica podem ser igualadas:

$$\dot{m}gH = \dot{m}(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) \quad [\text{W}] \quad (2.12)$$

$$H_{th\infty} = \frac{u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}}{g} \quad [\text{m}] \quad (2.13)$$

A Equação (2.13) é conhecida como equação de Euler, e expressa a altura manométrica teórica da bomba [8]. Durante o processo concetual de desenvolvimento da bomba é comum assumir que não existe rotação à entrada do impulsor, o que se traduz em $c_{1u} = 0$, e a Equação (2.13) fica reduzida a:

$$H_{th\infty} = \frac{u_2 c_{2u}}{g} \quad [\text{m}] \quad (2.14)$$

O subscrito ∞ é relativo ao caudal congruente, i.e. o caudal que segue ao longo das lâminas do impulsor.

Exemplo da utilização da equação de Euler

Existe uma ligação entre a geometria do impulsor, a equação de Euler e os triângulos de velocidades, que permite prever o impacto da alteração da geometria do impulsor na altura manométrica da bomba. Através da Equação (2.14) é possível determinar $H_{th\infty}$ (Figura 2.13a). Isto pode ser vantajoso no sentido em que se podem estimar qualitativamente os efeitos de alterações na geometria ou na velocidade de rotação [9].

Na sequência, é discutido o efeito da redução da largura de saída (b_2) no triângulo de velocidades. Das Equações (2.2) e (2.4), verifica-se que a velocidade c_{2m} é inversamente proporcional a b_2 . Portanto, a intensidade de c_{2m} aumenta com a diminuição de b_2 . Por sua vez, u_2 é independente de b_2 e permanece constante. O ângulo da lâmina β_2 não é alterado com as variações de b_2 .

O triângulo de velocidades pode ser representado para a nova situação. A Figura 2.13b, mostra que as velocidades c_{2u} e c_2 diminuem e que w_2 aumenta. No que diz respeito à altura manométrica, segundo a relação com c_{2u} , diminui. Visto que a potência é proporcional a H , vai, de modo correspondente, decrescer com a alteração realizada (redução de b_2).

Pode ser feita uma análise semelhante quando a forma da lâmina é alterada e/ou quando se aplicam razões de escala da velocidade e geometria.

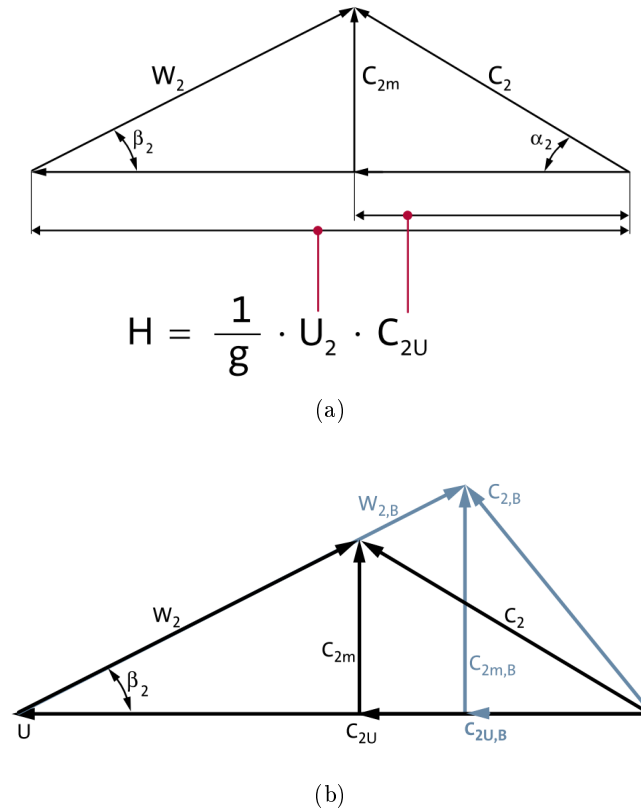


Figura 2.13: (a) Equação de Euler e correspondente triângulo de velocidades (b) Triângulo de velocidades com b_2 alterado (reduzido) [9].

2.2.4 Regras de afinidade

As consequências de determinadas alterações na geometria e velocidade do impulsor podem ser previstas com precisão. Deste modo, as regras de afinidade são derivadas sob a condição de que os triângulos de velocidades permanecem geometricamente semelhantes, antes e depois da alteração. Essa semelhança de triângulos para as situações A e B conduz às equações de afinidade:

$$\text{Velocidade} \begin{cases} Q_B = Q_A \frac{n_B}{n_A} \\ H_B = H_A \left(\frac{n_B}{n_A} \right)^2 \\ P_B = P_A \left(\frac{n_B}{n_A} \right)^3 \end{cases} \quad (2.15) \quad \text{Geometria} \begin{cases} Q_B = Q_A \frac{D_B^2 b_B}{D_A^2 b_A} \\ H_B = H_A \left(\frac{D_B}{D_A} \right)^2 \\ P_B = P_A \left(\frac{D_B^4 b_B}{D_A^4 b_A} \right) \end{cases} \quad (2.16)$$

onde os subscritos A e B são referentes à geometria original e à geometria escalada, respetivamente.

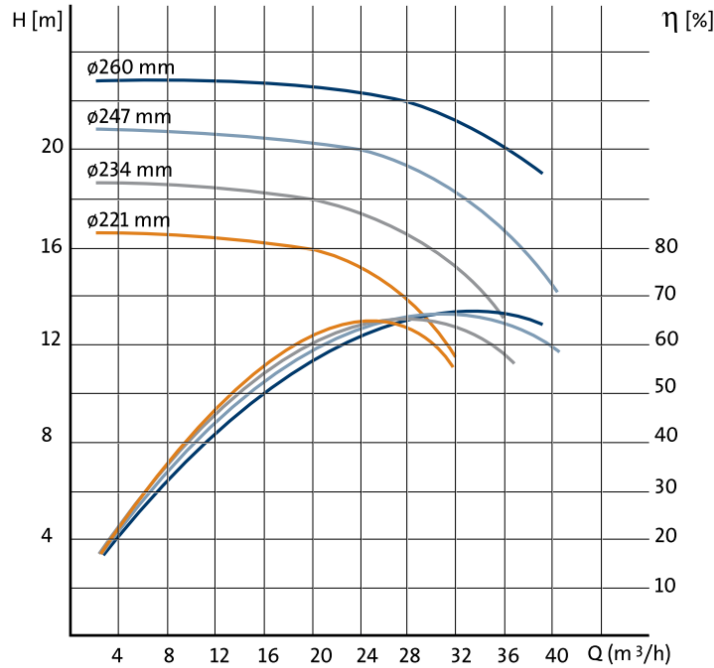


Figura 2.14: Exemplos de curvas de impulsores com a mesma velocidade de rotação e com diâmetros diferentes [9].

2.2.5 Coeficiente *slip*

Em teoria, o processo de obtenção de H_{th} passa por assumir um número infinito de lâminas com espessura infinitamente pequena. Contudo, reduzir o número de lâminas proporciona menos área de atrito no impulsor, mas aumenta a diferença de pressão entre a face de sucção e a face de pressão das lâminas. Quando esta diferença de pressão aumenta, é usual criar um desvio no caudal à saída do impulsor; a esta ocorrência dá-se a designação de *slip* [10].

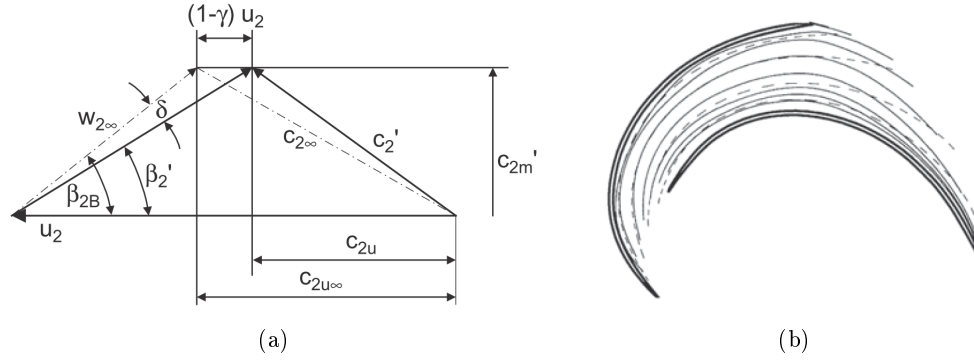


Figura 2.15: (a) Coeficiente *slip* no triângulo de velocidades (b) Representação do caudal relativo (as linhas a tracejado correspondem ao caudal congruente) [8].

O coeficiente *slip* ou coeficiente de descarga, ou ainda coeficiente de desvio, é de considerar no que diz respeito à deflexão do caudal causada pelas lâminas. De acordo com alguns autores, o ângulo de saída (β_{2B}) está alinhado com o ângulo de curvatura das lâminas do impulsor; na realidade, este ângulo é desviado, e o caudal não percorre a forma total do canal com um número limitado de lâminas e com espessura finita. Deste modo, tanto a velocidade de saída como a altura manométrica sofrem uma ligeira diminuição devido ao *slip*. A sua influência no ângulo de saída (β_{2B}) pode ser verificada na Figura 2.15, onde o desvio de velocidades da componente tangencial (c_{2u}) e a diferença do ângulo de saída da lâmina (β_2') é notório.

Assim sendo, é importante ter este coeficiente em conta aquando da concepção de uma bomba centrífuga, e as seguintes abordagens clarificam as aproximações analíticas para corrigir este desvio.

Cálculo do coeficiente *slip*

Uma vez que os processos de fluxo não podem ser calculados por métodos simples, é necessário seguir uma abordagem empírica para o cálculo dos ângulos de saída. O coeficiente *slip* (γ) é definido por Gülich [8] e Tuzson [12] como:

$$c_{2u\infty} - c_{2u} = (1 - \gamma)u_2 \quad (2.17)$$

onde $c_{2u\infty}$ representa a componente tangencial da velocidade absoluta num caudal congruente, ou seja, com um número infinito de lâminas de espessura infinitesimal, e c_{2u} representa a componente tangencial da velocidade absoluta real, i.e. tendo em conta a existência de *slip*.

Baseado nos cálculos e aproximações de Busemann (1928), Wiesner (1967) desenvolveu uma fórmula para prever este coeficiente, comparando medições feitas em compressores e bombas. De forma a adaptar esta correlação a uma base de dados mais abrangente, foi introduzido um fator de correção f_1 . Esta correlação reflete os resultados de testes para impulsores radiais, com um desvio padrão de $\pm 4\%$ [8].

$$\gamma = f_1 \left(1 - \frac{\sqrt{\sin \beta_{2B}}}{z_{La}^{0.70}} \right) \quad [-] \quad (2.18)$$

Na Equação (2.18), β_{2B} é o ângulo da lâmina à saída e z_{La} é o número de lâminas. Para impulsores radiais o fator de correção toma o valor $f_1 = 0.98$. Para $\gamma = 1$ não existe *slip*. A equação (2.18) é válida para uma gama limitada de relações entre raios médios, que é dada pela seguinte expressão empírica [13]:

$$\varepsilon_{lim} = \exp \left(-\frac{8.16 \sin \beta_{2B}}{z_{La}} \right) \quad [-] \quad (2.19)$$

onde o subscrito m representa a linha de fluxo média, que corresponde à linha geométrica média (Figura 2.12).

Para valores $\frac{d_{1m}}{d_{2m}} > \varepsilon_{lim}$, a Equação (2.18) é multiplicada pelo coeficiente k_w , calculado como [8]:

$$k_w = 1 - \left(\frac{\frac{d_{1m}}{d_{2m}} - \varepsilon_{lim}}{1 - \varepsilon_{lim}} \right)^3 \quad [-] \quad (2.20)$$

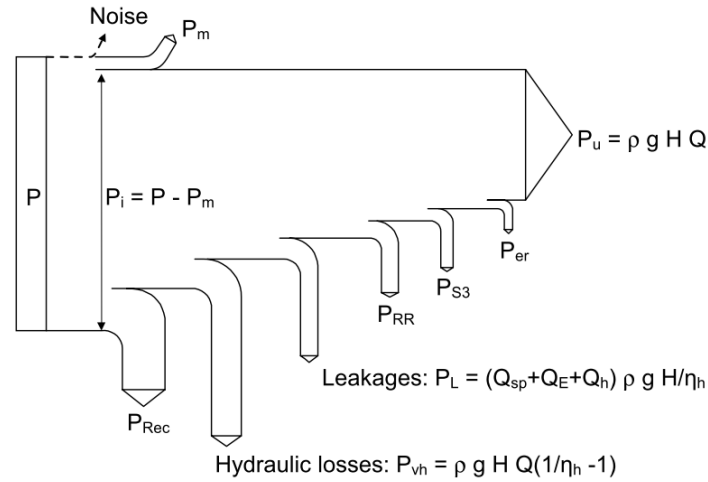
2.3 Perdas de carga e eficiência global

As perdas surgem sempre que um fluido escoar através de uma bomba. Como resultado, a potência útil é reduzida, e sempre menor que a potência fornecida pelo eixo do motor. Além das perdas hidráulicas, que afetam significativamente a altura manométrica, ocorrem perdas adicionais numa bomba [8]. Similarmente, as perdas volumétricas perturbam indirectamente H por reduzirem o escoamento; outras perdas, e.g. mecânicas, por atrito, cargas axiais, etc. não afetam H . Contudo, aumentam a potência necessária para acionar a bomba e diminuem a sua eficiência global [11].

Na Figura 2.16 está representado um balanço de potências que demonstra que a potência útil P_u sofre numerosas perdas. Essas perdas são classificadas de acordo com o seguinte:

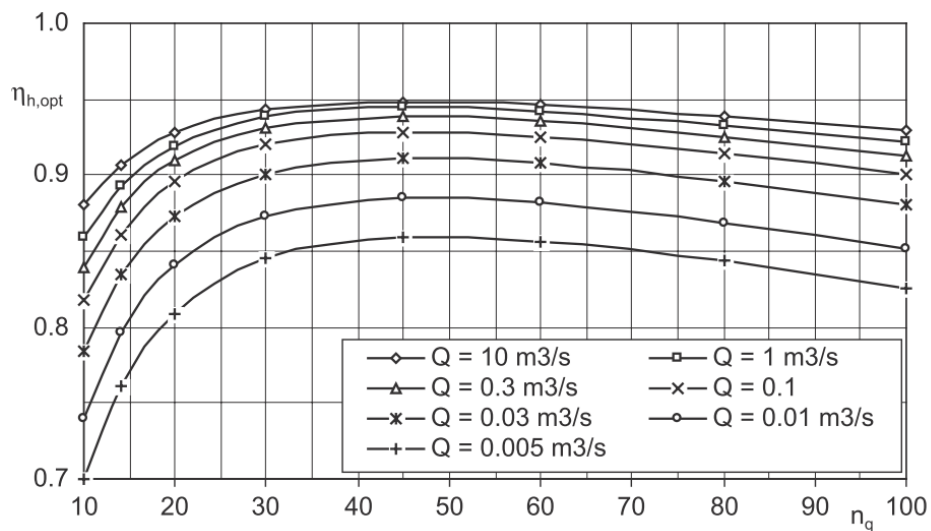
- P_{vh} representa as perdas hidráulicas;
- P_L representa as perdas volumétricas;
- P_m representa as perdas mecânicas;
- P_{RR} representa as perdas por atrito nos pratos frontal e posterior;
- P_{S3} representa as perdas volumétricas por estágio em bombas multi-estágio;
- P_{er} representa as perdas de carga axial por atrito;
- P_{rec} representa as perdas por recirculação.

Na presente secção são abordadas com mais pormenor as perdas de potência hidráulica, volumétrica e mecânica, dada a sua importância em todo o tipo de bombas recirculadoras.

Figura 2.16: *Balanço de potências de uma bomba [8].*

2.3.1 Perdas hidráulicas

A eficiência hidráulica η_h é o resultado das perdas hidráulicas na carcaça da voluta, impulsor e difusor, e pela equação $H = \eta_h H_{th}$ reduz a altura manométrica útil [8]. Estas perdas internas ocorrem devido ao atrito nas faces/paredes aquando do escoamento do fluido e pelas constantes mudanças de direção a que está sujeito enquanto se move na bomba. Não existe um método simples para o cálculo analítico das perdas hidráulicas, e por isso, é feita uma estimativa com dados estatísticos para alcançar uma eficiência hidráulica realista.

Figura 2.17: *Eficiências hidráulicas de bombas centrífugas [8].*

Na Figura 2.17 estão representadas graficamente as eficiências hidráulicas de bombas centrífugas para diferentes caudais. Estes dados estatísticos podem ser aproximados

através da seguinte correlação [8]:

$$\eta_{h,opt} = 1 - 0.055 \left(\frac{Q_{Ref}}{Q} \right)^m - 0.2 \left(0.26 - \log \frac{n_q}{25} \right)^2 \left(\frac{Q_{Ref}}{Q} \right)^{0.1} \quad (2.21)$$

onde $\eta_{h,opt}$ é a eficiência hidráulica calculado no BEP. O volume de referência Q_{Ref} é assumido pelo autor como $1\text{m}^3/\text{s}$, e o coeficiente m é calculado pela equação:

$$m = 0.08a \left(\frac{Q_{Ref}}{Q} \right)^{0.15} \left(\frac{45}{n_q} \right)^{0.06} \quad a = \begin{cases} 1 & \text{se } Q \leq 1\text{m}^3/\text{s} \\ 0.5 & \text{se } Q > 1\text{m}^3/\text{s} \end{cases} \quad (2.22)$$

2.3.2 Perdas volumétricas

As perdas volumétricas ocorrem entre as partes estacionária e rotativa de uma bomba. São responsáveis pela redução do caudal disponível à saída da bomba comparativamente com o caudal que atravessa o impulsor [11]. As fugas não diminuem a altura manométrica útil diretamente; contudo, consomem parte do caudal fornecido pelo impulsor. As principais contribuintes deste fenómeno são as perdas pelo vedante anular à entrada do impulsor, Q_{sp} , caso ele exista, e as perdas do balanço da carga axial, Q_E . A eficiência volumétrica é expressa da seguinte forma [8]:

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_{La}} = \frac{Q}{Q + Q_{sp} + Q_E} \quad (2.23)$$

onde Q_{La} é o caudal que atravessa o impulsor, e Q é o caudal que efetivamente é expelido pela bomba.

Gulich [8] apresenta também uma aproximação simplificada das perdas volumétricas, Q_{sp} e Q_E , de acordo com dados apurados pelo *American Petroleum Institute* (API).

$$\frac{Q_{sp}}{Q_{opt}} = \frac{Q_E}{Q_{opt}} = \frac{4.1}{n_q^{1.6}} \quad [-] \quad (2.24)$$

Segundo Karassik [14], é possível estimar as perdas volumétricas internas, e estas situam-se no intervalo 1.4–5% do caudal total. Contudo, podem variar com a velocidade específica n_q , como mostrado na Figura 2.18.

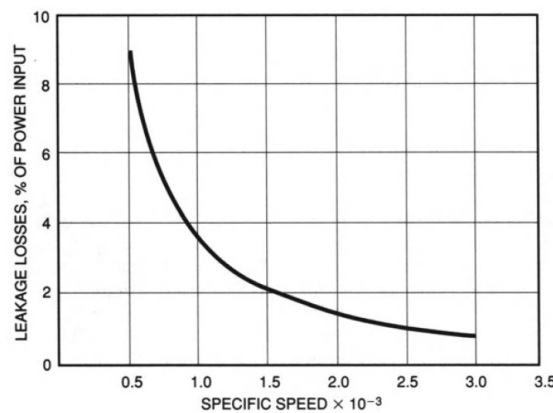


Figura 2.18: Variação das perdas volumétricas com a velocidade específica [14].

Nota: as unidades de n_q utilizadas na Figura 2.18 são gpm (*gallons per meter US*).

2.3.3 Perdas mecânicas

As perdas mecânicas, P_m , são causadas pelos rolamentos radiais, pelo rolamento axial e pelos vedantes do eixo. Estas perdas dependem da concepção da bomba, i.e. da seleção de componentes tais como chumaceiras, vedantes mecânicos, e outros elementos de anti-fricção.

A eficiência mecânica de bombas de grande porte é cerca de 99.5% ou até acima desse valor. Em contraste, as perdas mecânicas de bombas mais pequenas (abaixo de 5 kW) podem absorver uma fração considerável da potência da transmissão motor-impulsor. Podem ser estimadas, se não estiver disponível informação mais precisa, de acordo com a Equação (2.25), onde $n_{Ref} = 1500$ rpm [8]. Geralmente, para cálculos mais precisos, é consultada a documentação do fabricante dos equipamentos mecânicos.

$$\frac{P_m}{P_{opt}} = 0.0045 \left(\frac{Q_{Ref}}{Q} \right)^{0.4} \left(\frac{n_{Ref}}{n} \right)^{0.3} \quad (2.25)$$

A eficiência mecânica é determinada pela expressão:

$$\eta_m = 1 - \frac{P_m}{P} \quad (2.26)$$

2.3.4 Eficiência global

O cálculo de todos os tipos de perdas de carga é sujeito a uma incerteza de $\pm 20 - 30\%$. Se uma das perdas de carga em questão ultrapassar uma pequena percentagem da potência de transmissão, em bombas com eficiência global maior que 80%, este intervalo de incerteza não é significativo. Todavia, no caso de bombas pequenas e com velocidade específica reduzida, isto terá um efeito relevante. É necessária uma análise aprofundada das perdas não apenas para novos projetos; e pode também ser bastante útil para determinar a causa do défice de desempenho em sistemas reais ou em testes [8].

Como é visível na Figura 2.19, a eficiência global atinge um máximo no intervalo $n_q = 40 - 50$ para uma determinada bomba. Este máximo é causado por duas tendências: para $n_q < 40$ as perdas secundárias aumentam exponencialmente com a queda de n_q de acordo com a Equação (2.24), e para velocidades específicas elevadas ($n_q > 70$) as perdas hidráulicas aumentam com n_q devido a distribuições de caudal não uniformes ao longo da altura da lâmina [8].

É possível observar que a eficiência global aumenta proporcionalmente com o caudal (Figura 2.19). Esta dependência é causada pela influência do tamanho e velocidade da bomba. No caso de bombas pequenas ou baixos caudais, as perdas mecânicas têm um grande impacto.

As eficiências da Figura 2.19 foram calculadas de acordo com a Equação (2.27), que é válida para $Q \geq 0.005 m^3/s$ e $n_q \leq 100$.

$$\eta_{opt} = 1 - 0.095 \left(\frac{Q_{Ref}}{Q} \right)^m - 0.3 \left(0.35 - \log \frac{n_q}{23} \right)^2 \left(\frac{Q_{Ref}}{Q} \right)^{0.05} \quad (2.27)$$

$$m = 0.1a \left(\frac{Q_{Ref}}{Q} \right)^{0.15} \left(\frac{45}{n_q} \right)^{0.06} \quad a = \begin{cases} 1 & \text{se } Q \leq 1 m^3/s \\ 0.5 & \text{se } Q > 1 m^3/s \end{cases} \quad (2.28)$$

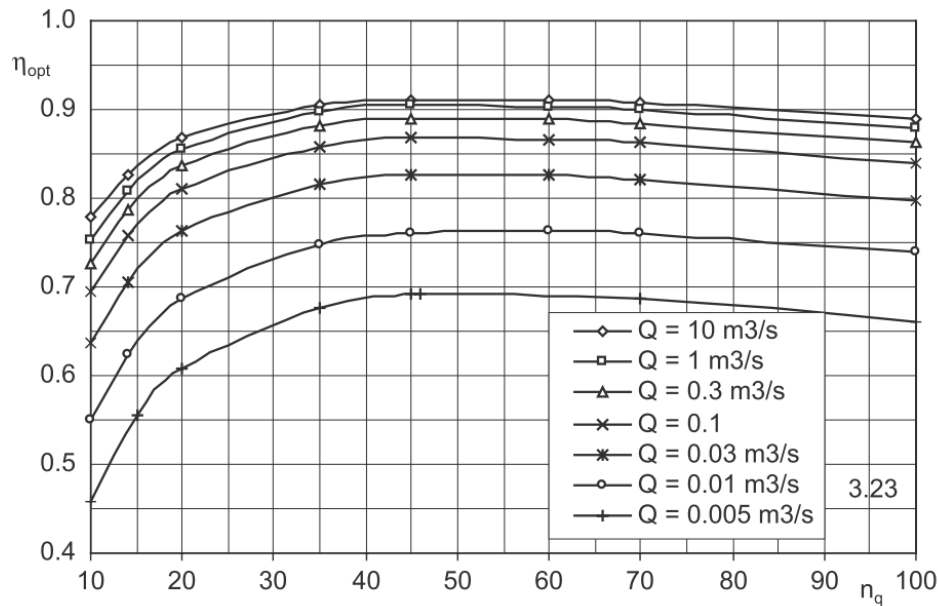


Figura 2.19: Eficiência numa bomba centrífuga [8].

2.4 Curvas de desempenho

Como já foi referido, o desempenho de uma bomba centrífuga é descrita pelos seguintes fatores:

- o fluxo Q que normalmente é definido como o caudal útil expelido pela bomba;
- o trabalho específico Y , ou altura manométrica $H = Y/g$;
- a potência consumida P pela transmissão ("potência do veio");
- a eficiência global η , tendo em conta as perdas de carga;
- a carga positiva de sucção $NPSH$ (*net positive suction head*) à entrada da bomba.

Em adição a estes dados, a velocidade de rotação n é indispensável para a caracterização da bomba [8].

O desempenho de uma bomba é representado por curvas que descrevem a relação entre o caudal volumétrico e as diferentes propriedades tais como eficiência, potência e altura manométrica. Esta última é designada por curva característica da bomba, e inclui a altura manométrica H e o caudal volumétrico Q , tendo em conta o *slip* (Secção 2.2.5), perdas hidráulicas e volumétricas (Secção 2.3). A forma da curva é importante para determinar o comportamento da bomba. Na maioria das aplicações, um funcionamento estável requer uma curva de desempenho que, relativamente ao aumento do caudal, decresce de forma constante. Contrariamente, as curvas cuja altura manométrica apresenta secções de crescimento são classificadas como instáveis (Figura 2.20) [15].

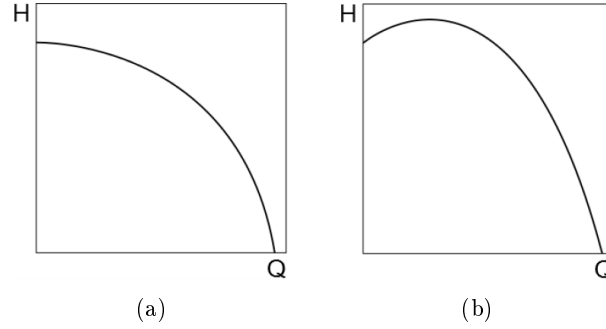


Figura 2.20: (a) *Curva característica estável* (b) *Curva característica com zona instável* [15].

2.4.1 Trabalho específico

O trabalho específico é a energia total transmitida pela bomba ao fluido por unidade de massa. Pode ser definido como a diferença entalpia específica total (Δh_{tot}) entre a sucção do impulsor e a saída do difusor. O aumento total de pressão (entalpia) no impulsor é dado pela seguinte equação [8]:

$$Y_{tot,La} = \Delta h_{tot} = \frac{p_{2tot} - p_{1tot}}{\rho} = gH \quad [\text{J kg}^{-1}] \quad (2.29)$$

A pressão total é composta pela pressão estática do sistema p , pela pressão correspondente à altura geodésica $H_{geo} = \rho g z$ e pela pressão de estagnação $p_0 = \frac{1}{2} \rho c^2$.

De outra forma, como primeira aproximação, é possível calcular o trabalho específico das lâminas Y_{sch} pela Equação (2.30). Nesta abordagem, as perdas de carga são desprezadas.

$$Y_{sch} = gH_{th} = u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u} \quad [\text{J kg}^{-1}] \quad (2.30)$$

2.4.2 Potência útil e eficiência

Visto que o trabalho específico representa a energia transferida para o fluido por unidade de massa, a potência útil P_u de uma bomba é obtida pelo produto do caudal mássico transportado $\dot{m} = \rho Q$ e do trabalho específico Y :

$$P_u = \rho Y Q = \rho g H Q \quad [\text{W}] \quad (2.31)$$

A potência necessária para o acionamento da bomba é maior que a potência útil porque inclui todas as perdas da bomba (Figura 2.16). A razão entre ambas é a eficiência da bomba:

$$\eta = \frac{P_u}{P} = \frac{\rho g H Q}{P} \quad [\%] \quad (2.32)$$

2.4.3 Ponto de melhor eficiência BEP

No dimensionamento ou seleção de bombas para uma determinada aplicação, a eficiência é considerada como um valor de medida que descreve a taxa de conversão de energia mecânica centrífuga em caudal volumico \times pressão. O BEP é a área na curva (representada na Figura 2.21) onde a conversão da energia mecânica em caudal volumico \times pressão a um determinado caudal é máxima.

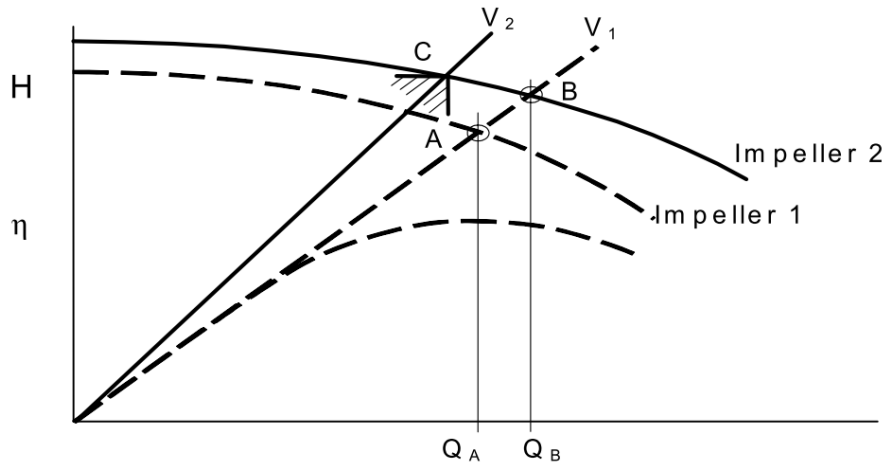


Figura 2.21: Localização do BEP de uma bomba [8].

2.4.4 Carga positiva de sucção $NPSH$

Quando a pressão do fluido desce abaixo da pressão de vapor, uma pequena porção passa ao estado de vapor. As velocidades excessivas, devidas ao fluxo em torno da aresta dianteira da lâmina, causam uma diminuição de pressão local, o que proporciona uma evaporação parcial do fluido. O posterior aumento de pressão leva a uma liquefação desse vapor, com uma diminuição brusca de volume [16]. Este fenômeno tem o nome de cavitação, podendo prejudicar o desempenho da bomba e até mesmo interromper o fluxo, ou levar mesmo à destruição mecânica da bomba [8]. Por esse motivo, é importante que as condições de aproximação do fluido à entrada do impulsor sejam adequadas. Um parâmetro relevante é a carga positiva de sucção $NPSH$, que pode ser distinguido por dois valores distintos: $NPSH_R$ ($NPSH$ necessário de modo a eliminar total ou parcialmente a cavitação) e $NPSH_A$ ($NPSH$ disponível no sistema).

O valor de $NPSH_A$ é definido por:

$$NPSH_A = H_{s,abs} - \frac{p_v}{\rho g} = \frac{p_{abs,tot} - p_v}{\rho g} \quad [\text{m}] \quad (2.33)$$

onde $H_{s,abs}$ é a altura manométrica absoluta de sucção e p_v é a pressão de vapor à temperatura do fluido.

A pressão absoluta à entrada da aresta dianteira $p_{abs,tot}$, pode ser calculada para um determinado valor de $NPSH_R$ e de p_v substituindo $NPSH_A$ por $NPSH_R$ na equação (2.33). Para determinar se uma bomba pode ser instalada num sistema, os valores

de $NPSH_R$ e $NPSH_A$ deve ser encontrados para o maior caudal e temperatura de operação.

$$NPSH_A > NPSH_R = NPSH_{3\%} + S_A \quad [\text{m}] \quad (2.34)$$

onde S_A é o coeficiente de segurança indicado pela *European Association of Pump Manufacturers* que toma um mínimo de 0.5 recomendado ou é definido como 1.2 – 2.0 vezes o valor de $NPSH_{3\%}$, dependendo da aplicação [9].

Os conceitos apresentados e discutidos estão bem estabelecidos, residindo o caráter mais inovador deste trabalho na sua aplicação para o projeto/dimensionamento de uma bomba específica para recirculação de água em esquentadores.

2.5 Alguns casos especiais de impulsores

Na aplicação de bombas centrífugas em esquentadores verifica-se uma necessidade de reduzir o caudal volúmico, e manter uma altura manométrica de operação que garanta as condições de recirculação da água. Posto isto, segundo a Equação (2.8), a velocidade específica sofre uma redução significativa relativamente às bombas centrífugas comuns ($n_q \gg 18$). Na presente secção são apresentados dois exemplos de impulsores alternativos para a aplicação em bombas de velocidade específica reduzida ($n_q < 18$).

2.5.1 Impulsores de disco com canais de secção circular

O trabalho transferido em impulsores radiais com velocidades específicas baixas é geralmente alcançado pelas forças centrífugas. Este método de transferência de energia implica perdas reduzidas no impulsor. Consequentemente, a eficiência hidráulica da bomba é essencialmente determinada pelas perdas na voluta. Quando prevalecem os efeitos das forças centrífugas, os canais do impulsor podem ser projetados com uma forma simples sem colocar em risco a eficiência. Um disco com furos cilíndricos na direção radial ($\beta_{2B} = \beta_{1B} = 90^\circ$) pode ser aplicado como impulsor. Em alternativa, os furos podem ser concebidos na direção circunferencial ($\beta_{2B} = \beta_{1B} < 90^\circ$) para reduzir o desvio do escoamento [8].

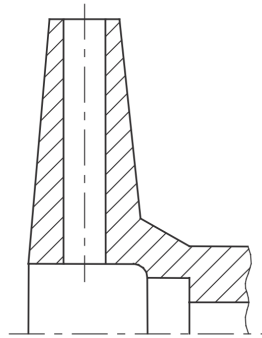


Figura 2.22: *Impulsor de disco com canais de secção circular* [8].

2.5.2 Impulsores radiais de lâminas retas

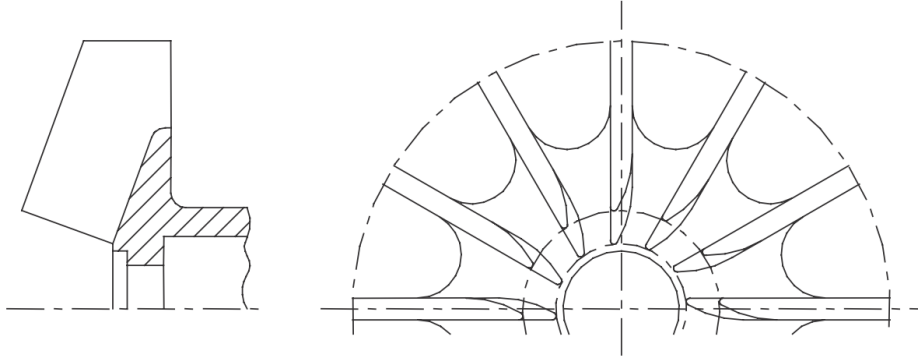


Figura 2.23: *Impulsor de lâminas retas - Impulsor Barske [8].*

De acordo com a Figura 2.23, impulsores radiais de lâminas retas ($\beta_{2B} = \beta_{1B} = 90^\circ$) são, por vezes, aplicados em bombas pequenas com velocidades de rotação até cerca de 25.000 rpm. O intervalo de velocidades específicas situa-se entre 6 e 12. Este tipo de bomba é, geralmente, composto por uma voluta circular por onde o fluido escoia até ao difusor. Normalmente, o impulsor é semi-aberto ou aberto (sem prato frontal ou sem ambos os pratos, respetivamente) para reduzir o atrito e as perdas por dissipação viscosa, e possui 16 – 24 lâminas; tipicamente, 3 – 6 lâminas têm comprimento completo de d_1 a d_2 , enquanto que as restantes são lâminas auxiliares ou *splitter blades* (Secção 4.2.1), pois de outra forma o atrito das lâminas seria excessivo [8].

Capítulo 3

Implementação em MATLAB

3.1 Referências

Durante o desenvolvimento deste trabalho surge um objetivo secundário da utilização de toda a informação referida no Capítulo 2 sob a forma de uma plataforma de cálculo.

Em 2013, Foslie [15] desenvolveu um programa em **MATLAB** que, no presente trabalho, desempenhou inicialmente a função de auxiliar; posteriormente, foi apenas tido como referência visto que os parâmetros utilizados por Foslie teriam uma restrição no que diz respeito à velocidade específica da bomba. No decorrer do projeto foi criado um programa em **MATLAB** baseado nos cálculos e aproximações de Gülich [8].

A finalidade do programa desenvolvido nesta dissertação foi calcular as componentes dos triângulos de velocidades, assim como as características de desempenho da bomba e as suas principais dimensões. Posteriormente foi utilizado um programa certificado (**CFTurbo**) para a validação dos valores obtidos com o programa desenvolvido em **MATLAB**, e representação gráfica de comparações paramétricas que são descritas no Capítulo 4.

3.2 Metodologia

Como referido na secção anterior, o programa em **MATLAB** foi desenvolvido para determinar as principais dimensões e características da bomba. A metodologia adotada foi recomendada por Gülich [17], num contacto via e-mail com o próprio. A seguinte enumeração apresenta os passos utilizados, que se encontram descritos individualmente nas próximas subsecções.

1. Seleção da velocidade (baseada na aplicação, considerações mecânicas, velocidades de motores padrão e $NPSH_A$);
2. Cálculo de n_q (a partir de n , Q_{opt} e H_{opt} ; verificação através da Equação (3.2) a sua adequação);
3. Determinação das principais dimensões (passo a passo, como descrito na Subsecção 3.2.4; os triângulos de velocidades são determinados durante este processo);
4. Determinação das coordenadas da secção meridional das lâminas do impulsor.

3.2.1 Critérios de dimensionamento

A aplicação da bomba, como foi referido do Capítulo 1, é restrita a um ambiente doméstico para recirculação de água quente sanitária. Relativamente aos critérios de dimensionamento para a bomba – inicialmente fornecidos pela BoschTT – as especificações foram as seguintes:

- Altura manométrica H_{opt} : 4m (sendo 2m para a instalação, e 2m para o aparelho);
- Caudal de funcionamento Q_{opt} : 5 L/min
- Temperatura da água em operação T_{opt} : 5 – 85°C
- Pressão máxima de operação p_{max} : 10 bar
- Pressão máxima hidrostática $H_{s,max}$: 20 bar
- Compatibilidade com água sanitária: Sim
- Motor: AC (120V 60Hz preferencial)

3.2.2 Seleção da velocidade

De acordo com os critérios de dimensionamento da bomba é estimado um valor da velocidade de rotação do motor, n , adequado à aplicação, estrangimentos mecânicos, e $NPSH_A$.

Se um motor elétrico é utilizado como acionamento direto, a velocidade padrão tem de estar de acordo com a frequência f da fonte. A velocidade síncrona é calculada com o número de pares de pólos pp [8]:

$$n_{syn} = \frac{60f}{pp} \quad [\text{rpm}] \quad (3.1)$$

O desfasamento dos motores assíncronos corresponde a 1 – 1.5% da velocidade síncrona. A velocidade dos motores assíncronos é obtida pela multiplicação de um fator entre 0.985 – 0.99 com n_{syn} .

Number of poles	Synchronous speeds in min^{-1} at		Number of stator windings
	50 Hz	60 Hz	
2/4	3000/1500	3600/1800	1
4/6	1500/1000	1800/1200	2
4/8	1500/750	1800/900	1
4/12	1500/500	1800/600	2

Figura 3.1: *Velocidades padrão de motores AC assíncronos [18].*

3.2.3 Cálculo da velocidade específica

Posteriormente ao cálculo da velocidade específica n_q pela Equação (2.8), é necessário verificar a sua adequabilidade fazendo uma aproximação pela Equação (3.2).

$$\psi_{opt} = 1.21e^{-0.77n_q/n_{q,Ref}} \quad n_{q,Ref} = 100 \quad (3.2)$$

Depois do coeficiente de pressão, ψ_{opt} , determinado, é possível fazer uma comparação entre o valor n_q determinado e o seu valor teórico pela Figura 3.2.

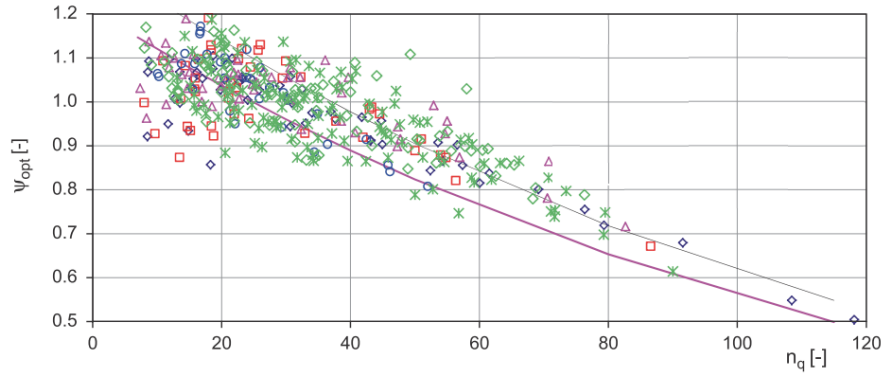


Figura 3.2: Coeficiente de pressão ψ_{opt} [8].

Por conseguinte, depois de ψ_{opt} determinado, pela Equação (3.3) é calculado o diâmetro externo do impulsor, d_2 .

$$d_2 = \frac{60}{\pi n} \sqrt{\frac{2gH_{opt}}{\psi_{opt}}} = \frac{84.6}{n} \sqrt{\frac{H_{opt}}{\psi_{opt}}} \quad [\text{m}] \quad (3.3)$$

3.2.4 Principais dimensões

Primordialmente a desenhar o impulsor, devem ser determinadas as dimensões principais e os ângulos das lâminas. Os cálculos relevantes são explicados passo a passo ao longo desta secção, segundo os critérios de Gülich [8].

Parâmetros de entrada e condições de operação

Dependendo no tipo de bomba e aplicação, o projeto hidráulico deve cumprir uma série de requisitos e condições de operação. As especificações consideradas neste trabalho para a aplicação indicada estão descritas no que se segue.

1. Os cálculos são invariavelmente baseados no BEP, definido por Q_{opt} , H_{opt} a uma determinada velocidade n . Se o principal ponto de operação planeado, ou o caudal nominal Q_R , não coincidir com o BEP, o caudal Q_{opt} deve ser selecionado na condição de ser $0.8 < Q_R/Q_{opt} < 1.1$.
2. As condições de sucção, $NPSH_A$, são consideradas, pois têm um grande impacto no projeto da bomba.

3. Nesta aplicação, e como na grande maioria delas, é de grande importância garantir uma curva de desempenho $(Q - H)$ estável, onde a altura manométrica cresce continuamente quando o caudal é reduzido.
4. Nas condições de operação da bomba, é preferível uma redução no caudal expelido e um aumento na altura manométrica de forma a garantir a maior diferença de pressão entre a entrada e saída do impulsor.
5. As perdas de carga são consideradas; contudo, para garantir um baixo custo de fabrico do impulsor é necessário fazer um balanço entre as perdas e o custo para comparar a melhor alternativa.

Eficiências

O cálculo da eficiência é feito analiticamente pelas Equações (2.21) e (2.27) ou por aproximação aos gráficos das Figuras 2.17 e 2.19. O caudal volúmico que escoar pelo impulsor excede o caudal útil pelas perdas volumétricas associadas ao escoamento, que são estimadas pelas Equações (2.23) e (2.24).

Diâmetro do eixo, d_w

Além dos critérios referidos na Secção 3.2.4, o binário de acionamento tem de ser transmitido para o impulsor. É nesta altura que são determinados o material e a tensão de corte admissível no veio, τ_{al} . O diâmetro mínimo do eixo pode ser calculado pela equação:

$$d_w = \left(\frac{16P_{max}}{\pi\omega\tau_{al}} \right)^{1/3} = 3.65 \left(\frac{P_{max}}{n\tau_{al}} \right)^{1/3} \quad [\text{m}] \quad (3.4)$$

Para satisfazer todos os critérios de dimensionamento e operação, é frequente aumentar o diâmetro do eixo acima do mínimo calculado.

Diâmetro exterior do impulsor, d_2

O diâmetro exterior, d_2 , já foi descrito pela Equação (3.3), e é calculado através do coeficiente de pressão ψ_{opt} dado pela expressão (3.2).

Número de lâminas do impulsor, z_{La}

A seleção do número de lâminas, z_{La} , depende de vários critérios:

- A. Geralmente não são recomendadas mais de 8 lâminas, podendo pôr em causa a estabilidade da curva de desempenho.
- B. Reduzir o número de lâminas reduz o atrito no impulsor e, por sua vez, aumenta a velocidade específica de sucção n_{ss} ; contudo, a altura manométrica útil sofre uma redução.
- C. Impulsores com menos de 5 lâminas não são favoráveis, pois colocam em causa a uniformidade do escoamento do caudal devido ao largo espaçamento entre lâminas. A maioria dos impulsores radiais com velocidades específicas no intervalo 10 – 120 são projetados com 5 a 7 lâminas. Se não for requerida uma curva $Q - H$ estável, podem ser projetados com 9 lâminas (impulsores com lâminas retas).

Na Secção 5.2 é ilustrada graficamente a influência do número de lâminas na curva $Q - H$.

Diâmetro de entrada do impulsor, d_1

A seleção do diâmetro de entrada depende de requisitos associados à cavitação. Contudo, existe a possibilidade de determinar o seu valor para um ângulo de entrada da lâmina β_1 , pela equação:

$$d_1 = 2.9 \sqrt[3]{\frac{Q_{La}}{f_q n k_n \tan \beta_1} \left(1 + \frac{\tan \beta_1}{\tan \alpha_1}\right)} \quad [\text{m}] \quad (3.5)$$

onde α_1 é o ângulo entre u_1 e c_1 , $f_q = 1$ para impulsores radiais com estágio único, $Q_{La} = Q_{opt}/\eta_v$ é o caudal que atravessa o impulsor, e k_n é o atrito causado pelo cubo do eixo, dado pela expressão:

$$k_n = 1 - \frac{d_n^2}{d_1^2} = \sqrt[1.1]{\frac{\phi_1}{(125/n_{ss})^{2.2} (n_q/27)^{0.418}}} \quad [-] \quad (3.6)$$

onde $\phi_1 = c_{1m}/u_1$ é o coeficiente de fluxo, e a velocidade específica de sucção n_{ss} pode ser calculada pela equação:

$$n_{ss} = n \frac{\sqrt{Q_{opt}/f_q}}{NPSH_{opt}^{0.75}} \quad (3.7)$$

Diâmetro à entrada da lâmina, d_{1i}

Geralmente o valor de d_{1i} é limitado pelo método de montagem do impulsor no veio, e deve ser seleccionado o mais próximo possível do seu limite inferior, de forma a melhorar a estabilidade da curva $Q - H$.

Ângulos de entrada da lâmina

Uma vez determinado o diâmetro de entrada do impulsor, d_1 , o ângulo de entrada, β_{1B} , é obtido adicionando o coeficiente de incidência i_1 seleccionado ao ângulo do escoamento β'_1 , i.e. $\beta_{1B} = \beta'_1 + i_1$. O sobrescrito ' refere-se ao atrito da lâmina.

$$\beta_1 = \arctan \frac{c_{1m}}{u_1 - c_{1u}} \quad [^\circ] \quad (3.8)$$

$$\beta'_1 = \arctan \frac{c_{1m}\tau_1}{u_1 - c_{1u}} \quad [^\circ] \quad (3.9)$$

$$\tau_1 = \left\{ 1 - \frac{z_{La} e_1}{\pi d_1 \sin \beta_{1B} \sin \lambda_{La}} \right\}^{-1} \quad [-] \quad (3.10)$$

onde τ_1 é o coeficiente de bloqueio à entrada da lâmina, λ_{La} é o ângulo entre as lâminas e o prato posterior, e e_1 a espessura de entrada da lâmina. Na Secção 5.2 é ilustrada graficamente a influência do ângulo das lâminas na curva $Q - H$.

Largura de saída, b_2

O número de lâminas z_{La} , o ângulo de saída β_{2B} e a largura de saída b_2 não podem ser selecionados separadamente. Devem ser combinados de forma que o valor do coeficiente de pressão para uma curva $Q-H$ estável seja alcançado.

Como se pode verificar nas Equações (2.2) e (2.4), uma maior largura de saída reduz a velocidade absoluta c_{2m} e, por sua vez, c_{2u} (e a altura manométrica útil). É necessária, portanto, uma largura suficiente para alcançar uma curva $Q-H$ estável (para velocidades específicas baixas em particular). Reciprocamente, a não uniformidade do escoamento na saída do impulsor cresce com a largura b_2 , aumentando assim as perdas por dissipação viscosa. Dessa forma, deve ser garantida a relação $b_2 < b_1$.

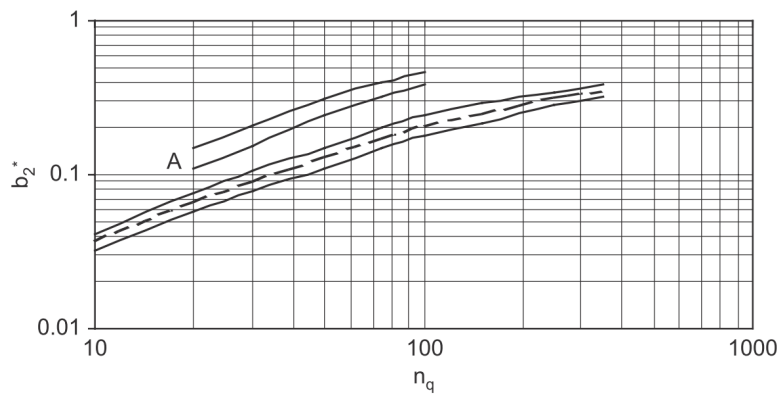


Figura 3.3: *Largura relativa de saída b_2^* [8].*

Visto que os efeitos acima não se conseguem medir teoricamente, é utilizada a largura relativa de saída $b_2^* = b_2/d_2$ de dados empíricos. Para reduzir as perdas por dissipação viscosa à saída do impulsor, o valor mínimo admissível de b_2^* deve ser selecionado respeitando a estabilidade da curva $Q-H$. O gráfico da Figura 3.3 pode ser aproximado pela equação:

$$b_2^* = 0.017 + 0.262 \frac{n_q}{n_{q,Ref}} - 0.08 \left(\frac{n_q}{n_{q,Ref}} \right)^2 + 0.0093 \left(\frac{n_q}{n_{q,Ref}} \right)^3 \quad n_{q,Ref} = 100 \quad (3.11)$$

Na Secção 5.2 é ilustrada graficamente a influência de b_2^* na curva $Q-H$.

Ângulo de saída, β_{2B}

O ângulo de saída da lâmina deve ser selecionado de forma a que o coeficiente de pressão, determinado pela Equação (3.2), seja atingido com os valores de d_2 , z_{La} e b_2 determinados anteriormente. O ângulo β_{2B} que preenche este requisito pode ser calculado iterativamente, determinando em simultâneo o coeficiente *slip* associado.

Para impulsores radiais com 5 – 7 lâminas, o ângulo β_{2B} é geralmente selecionado do intervalo 15 – 45°; na maioria dos casos são selecionados ângulos entre 20 e 27°. Por outro lado, a equação seguinte descreve β_{2B} tendo em conta a definição do coeficiente *slip* e a Equação (2.17).

$$\tan \beta_{2B} = \frac{c'_{2m}}{u_2 - c_{2u\infty}} \quad [-] \quad (3.12)$$

Espessura da lâmina, e

Os requisitos que dizem respeito à resistência mecânica determinam a espessura da lâmina, e dependem da velocidade específica, do número de lâminas, da largura de saída, do material e efeitos de corrosão que limitam a tensão de corte admissível. Gülich [8] refere que estes requisitos são normalmente cumpridos quando $e/d_2 = 0.016$ a 0.022 . Na Figura 3.4b é representado um exemplo de um perfil elíptico da aresta dianteira, onde está presente a espessura e e a relação entre e_1 e β_{1B} .

Na Secção 5.2 é ilustrada graficamente a influência da espessura da lâmina na curva $Q - H$.

Perfil da lâmina - aresta dianteira

A seleção de um perfil desfavorável na aresta dianteira da lâmina cria excesso de velocidades locais, que por sua vez gera picos de baixa pressão que afetam o comportamento de cavitação e podem prejudicar a eficiência da bomba.

No desenvolvimento de bombas pequenas ou com poucos requisitos é aceitável selecionar perfis semi-circulares, na certeza porém de que este tipo de perfis é desfavorável para grande parte das aplicações. No que diz respeito a perfis elípticos, proporcionam uma distribuição de pressões positiva; se a elipse se prolongar apenas numa curta distância, as lâminas reagem com menos sensibilidade à incidência excessiva. Em contraste, os perfis de cunha longos só apresentam um bom desempenho se não existir qualquer incidência. Caso a distância L_p , medida desde a aresta até ao ponto de transição, for demasiado longa, terá também um efeito desfavorável em termos de resistência mecânica, com risco de quebrar a lâmina.

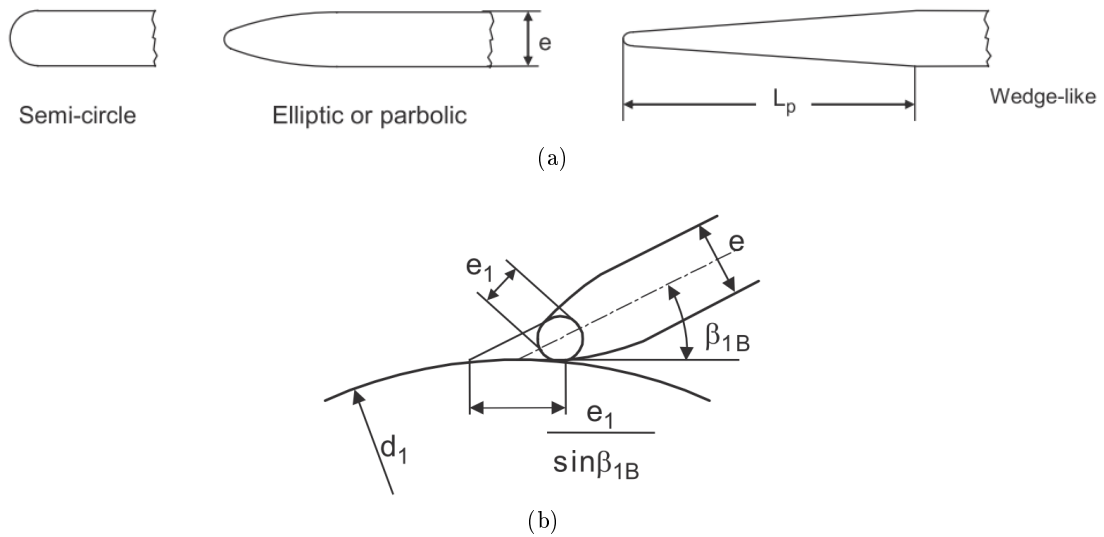


Figura 3.4: (a) Perfis da lâmina - aresta dianteira (b) Exemplo de perfil elíptico da aresta dianteira [8].

Perfil da lâmina - aresta posterior

Para seleccionar o perfil de saída existem duas vertentes que podem ser consideradas:

- A. De acordo com a Figura 3.5, o perfil de saída está inclinado para cerca de metade da espessura da lâmina ($e_2 = \frac{1}{2} e$) a fim de reduzir o escoamento turbulento e as perdas por dissipação viscosa.
- B. A espessura total da lâmina é configurada até à aresta posterior para salvaguardar a possibilidade de suplantar défices na altura manométrica. Os perfis de saída são, por vezes, rejeitados devido ao custo.

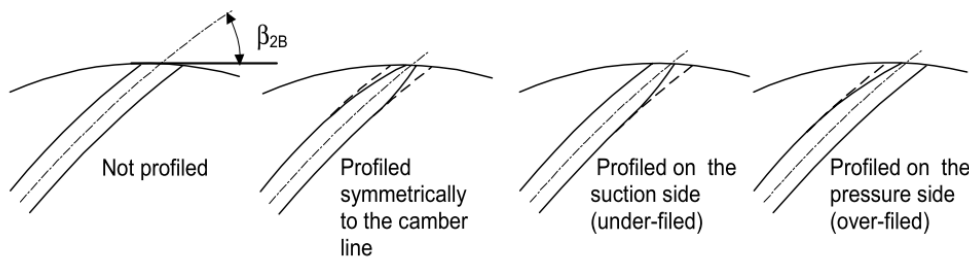


Figura 3.5: *Perfis da lâmina - aresta posterior [8].*

Depois deste passo concretizado, todos os parâmetros requeridos para uma primeira conceção do impulsor estão estabelecidos. As principais dimensões do impulsor, bem como os dados de desempenho, relativos à aplicação específica referida nesta dissertação, são descritas na Secção 3.3 na forma de uma tabela. Todas as considerações anteriores tiveram como base bombas centrífugas.

3.3 Resultados

A implementação em MATLAB permitiu obter valores iniciais para uma primeira apreciação do que estava envolvido na conceção do impulsor. Alguns dos valores apresentados na Tabela 3.1 foram posteriormente alterados numa revisão com o *software* CFTurbo por não garantirem a melhor eficiência ou por afetarem o funcionamento real da bomba.

Os valores seleccionados ou calculados são apresentados por ordem alfabética de forma a simplificar a sua interpretação. Um fluxograma simplificado do modelo implementado em MATLAB está disponível nos apêndices no final desta dissertação.

Tabela 3.1: Resultados da implementação em MATLAB

A_1	Secção de entrada do impulsor	0.00025	m^2
A_2	Secção de saída do impulsor	0.00129	m^2
H_{opt}	Altura manométrica de operação	4.0	m
H_0	Altura manométrica <i>shut-off</i>	4.546	m
H_{th}	Altura manométrica teórica	5.599	m
$NPSH_A$	Carga positiva de sucção disponível	0.729	m
P_u	Potência útil	7.195	W
$p_{max,opt}$	Pressão máxima de operação	10.0	bar
Q_{opt}	Caudal de operação (Litros por hora)	660.0	L/h
Q_{opt}	Caudal de operação (Litros por minuto)	11.0	L/min
Q_{opt}	Caudal de operação (Metros cúbicos por hora)	0.660	m^3/h
$Y_{P,th}$	Trabalho específico do aumento da pressão estática no impulsor (perdas desprezáveis)	34.440	m^2/s^2
Y_{th}	Trabalho específico das lâminas (perdas desprezáveis)	54.928	m^2/s^2
$Y_{tot,La}$	Trabalho específico do aumento total de pressão (entalpia) no impulsor	20.498	m^2/s^2
α_1	Ângulo entre as velocidades absoluta e tangencial	88.0	$^\circ$
α_2	Ângulo entre as velocidades absoluta e tangencial	1.27	$^\circ$
b_1	Largura de entrada	0.008	m
b_2	Largura de saída	0.008	m
β_1	Ângulo de entrada da lâmina	12.30	$^\circ$
β_{1a}	Ângulo de aproximação do escoamento	12.26	$^\circ$
β_2	Ângulo de saída	3.89	$^\circ$
β_{2B}	Ângulo de saída tendo em consideração o <i>slip</i>	24.0	$^\circ$
c_1	Velocidade absoluta à entrada do impulsor	0.7254	m/s
c_{1m}	Componente meridional da velocidade absoluta	0.7250	m/s
c_{1u}	Componente tangencial da velocidade absoluta	0.0253	m/s
c_2	Velocidade absoluta à saída do impulsor	6.4423	m/s
c_{2m}	Componente meridional da velocidade absoluta	0.1427	m/s
c_{2u}	Componente tangencial da velocidade absoluta	6.4407	m/s
d_1	Diâmetro de entrada do impulsor	0.0201	m
d_{1m}^*	Razão d_1/d_2	0.3935	–
d_2	Diâmetro de saída do impulsor	0.0511	m
d_n	Diâmetro do eixo central do impulsor	0.0091	m
d_w	Diâmetro mínimo do eixo do motor	0.0021	m
e	Espessura da lâmina	0.0020	m
e_1	Espessura da aresta dianteira	0.0014	m
ϵ_{lim}	Coefficiente que condiciona a multiplicação de k_w pelo coeficiente <i>slip</i>	0.575	–
η_H	Eficiência máxima do impulsor	0.39	
η_{opt}	Eficiência global	0.72	
$\eta_{h,opt}$	Eficiência hidráulica	0.82	

Tabela 3.1: Resultados da implementação em MATLAB (continuação)

f_1	Fator de correção do coeficiente slip (impulsores radiais)	0.98	–
f_q	Número de entradas do impulsor	1	
f	Frequência	60	Hz
g	Aceleração da gravidade	9.81	m/s^2
γ	Coeficiente <i>slip</i>	0.802	–
k_n	Coeficiente de atrito causado pelo prato posterior (<i>blade blockage caused by hub</i>)	0.796	–
k_w	Coeficiente que relaciona o diâmetro de entrada com o coeficiente <i>slip</i>	1	–
λ_{La}	Ângulo entre a lâmina e o prato posterior	60.0	$^\circ$
m	Coeficiente para cálculo de η_{opt}	0.114	–
m_1	Coeficiente para cálculo de $\eta_{h,opt}$	0.091	–
n_{asyn}	Velocidade assíncrona	3240	rpm
n	Velocidade de rotação do motor	3191	rpm
n_q	Velocidade específica	15.279	
n_{ss}	Velocidade específica de sucção ($u_1 < 50$)	200	
n_{ss}^*	Velocidade específica de sucção normalizada (determinado apartir de β_{1a})	250	
ω	Velocidade angular	334.203	rad/s
ϕ_1	Coeficiente de fluxo <i>inlet</i>	0.218	
ϕ_2	Coeficiente de fluxo <i>outlet</i>	0.017	
pp	Pares de pólos	1	–
ψ_{opt}	Coeficiente de pressão	1.076	
ψ_{th}	Coeficiente de pressão teórico	1.506	
$\psi_{th,slip}$	Coeficiente de pressão tendo em conta γ	0.977	
r_1	Raio de entrada do impulsor ($d_1/2$)	0.0100	m
r_2	Raio de saída do impulsor ($d_2/2$)	0.0256	m
ρ	Massa volúmica da água	1000	kg/m^3
τ_1	Coeficiente de bloqueio causado pela aresta dianteira	3.580	–
τ_2	Coeficiente de bloqueio causado pela aresta posterior	1.269	–
τ_{al}	Tensão de corte admissível	15e06	N/m^2
u_1	Velocidade tangencial à entrada do impulsor	3.3616	m/s
u_2	Velocidade tangencial à saída do impulsor	8.5415	m/s
w_1	Velocidade relativa à entrada do impulsor	2.7344	m/s
w_{1u}	Componente tangencial da velocidade relativa	3.3363	m/s
w_2	Velocidade relativa à saída do impulsor	2.1056	m/s
w_{2u}	Componente tangencial da velocidade relativa	2.1008	m/s
z_{La}	Número de lâminas	6	

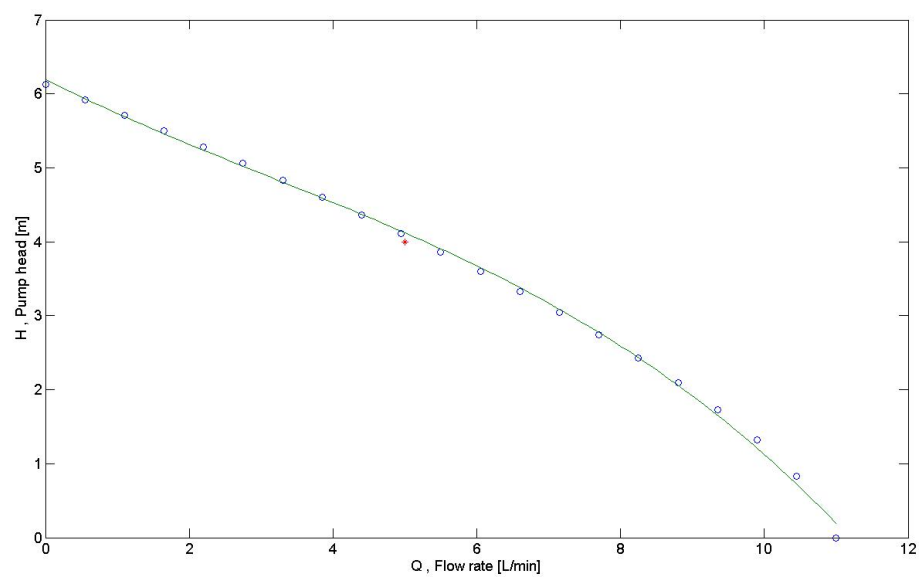


Figura 3.6: *Curva de desempenho da implementação em MATLAB.*

Capítulo 4

Implementação em CFTurbo

4.1 Introdução

O CFTurbo é um *software* de CAD interativo aplicado à concepção de turbomáquinas. No que se segue são apresentadas algumas imagens do ambiente de trabalho e de algumas potencialidades para o projeto de bombas radiais.

Nas Figuras 4.1 a 4.4 está representado o ambiente gráfico inicial do *software*. Os parâmetros de entrada admitidos são, em suma: o caudal Q , a altura manométrica H , e a velocidade de rotação n . É possível também seleccionar o fluido e a direcção de rotação. Com estes parâmetros o *software* fornece imediatamente o tipo de impulsor mais favorável à aplicação, bem como alguns dos principais dados na selecção de bombas (Figura 4.1).

O CFTurbo permite projetar vários componentes como o impulsor, a voluta, o difusor e o estator; sendo possível observar a sua modelação 3D a cada passo da concepção. No separador *Main dimensions* é possível ter acesso a uma janela onde as dimensões principais são seleccionadas e onde se verifica a influência de cada alteração das dimensões referidas.

Adicionalmente, no separador *Performance prediction*, o programa permite verificar as curvas de desempenho para alguns parâmetros estabelecidos. As curvas apresentadas mostram, na secção a traçado vertical, a influência das perdas hidráulicas, e é possível observar o caudal útil em cada ciclo. As perdas devido ao coeficiente *slip* e as perdas por dissipação viscosa também são levadas em consideração, como mostradas nas secções a quadriculado diagonal e vertical, respectivamente. A curva característica final da bomba é representada a vermelho e a curva do sistema a azul (Figura 4.5).

Como foi referido acima, o CFTurbo permite a concepção de um CAD 3D da bomba que está a ser parametrizada. O separador *3D Model* permite a visualização e a manipulação dos modelos 3D dos componentes concebidos (Figura 4.6). No fim do projeto, o *software* dispõe de um relatório com as principais dimensões e dados de desempenho da bomba.

Outras características e potencialidades do programa, bem como uma comparação paramétrica, são apresentadas nas secções seguintes.

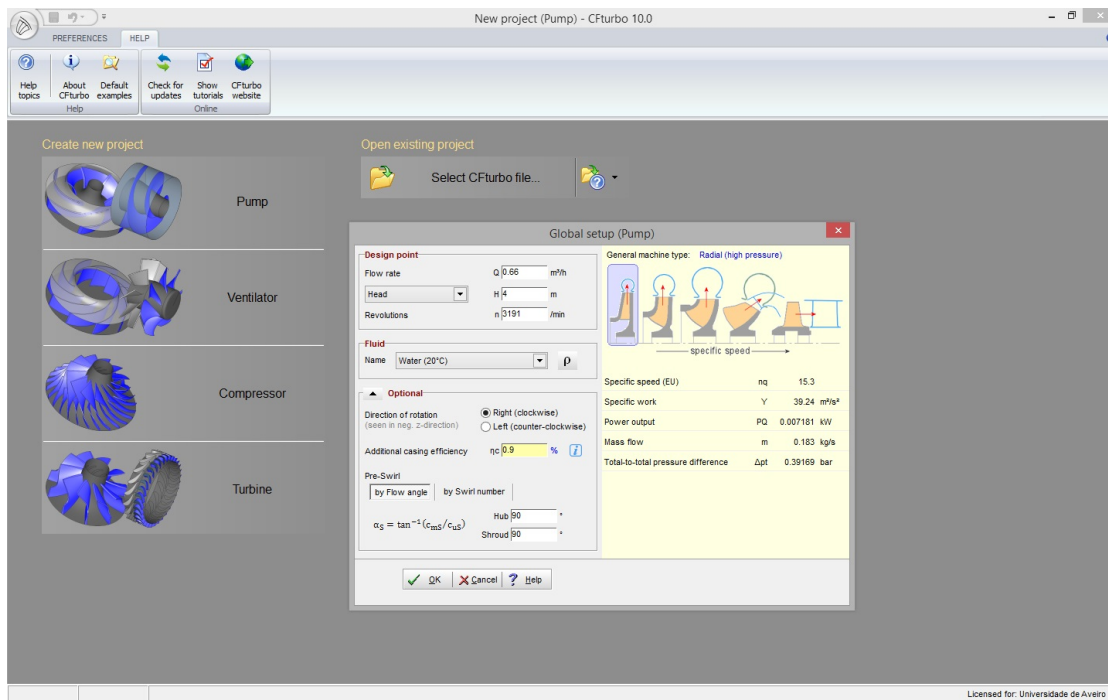


Figura 4.1: Ambiente de trabalho CFTurbo - Configuração global.

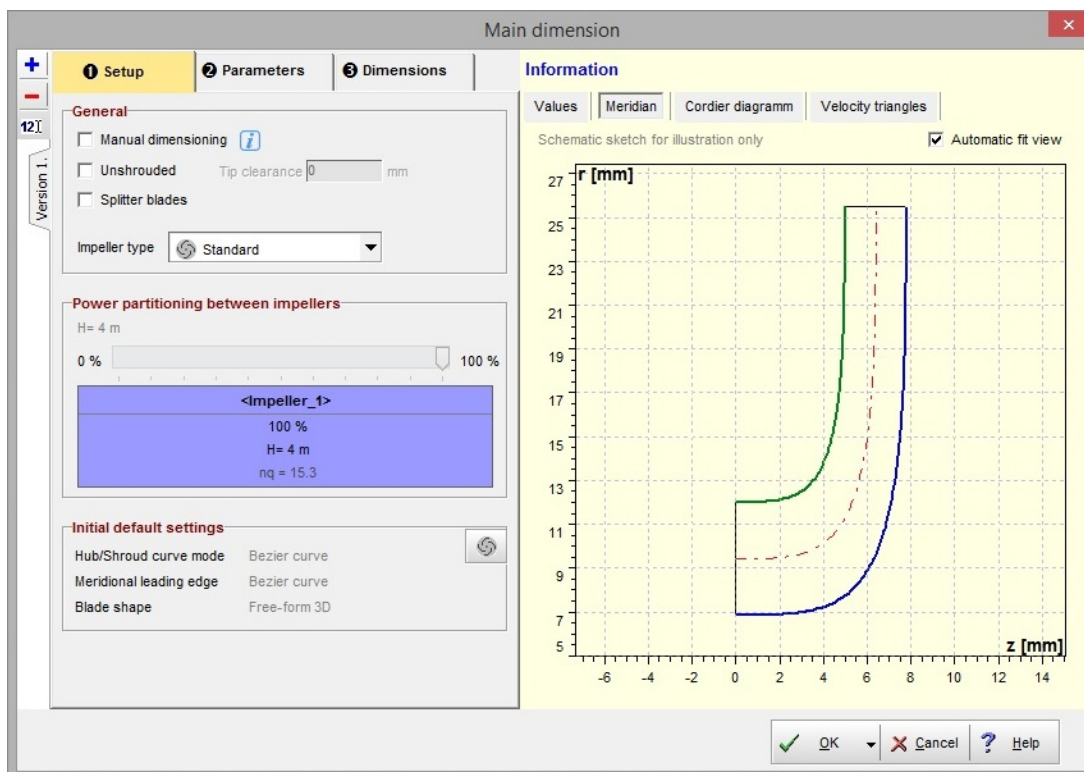


Figura 4.2: Separador das dimensões principais - Representação da secção meridional.

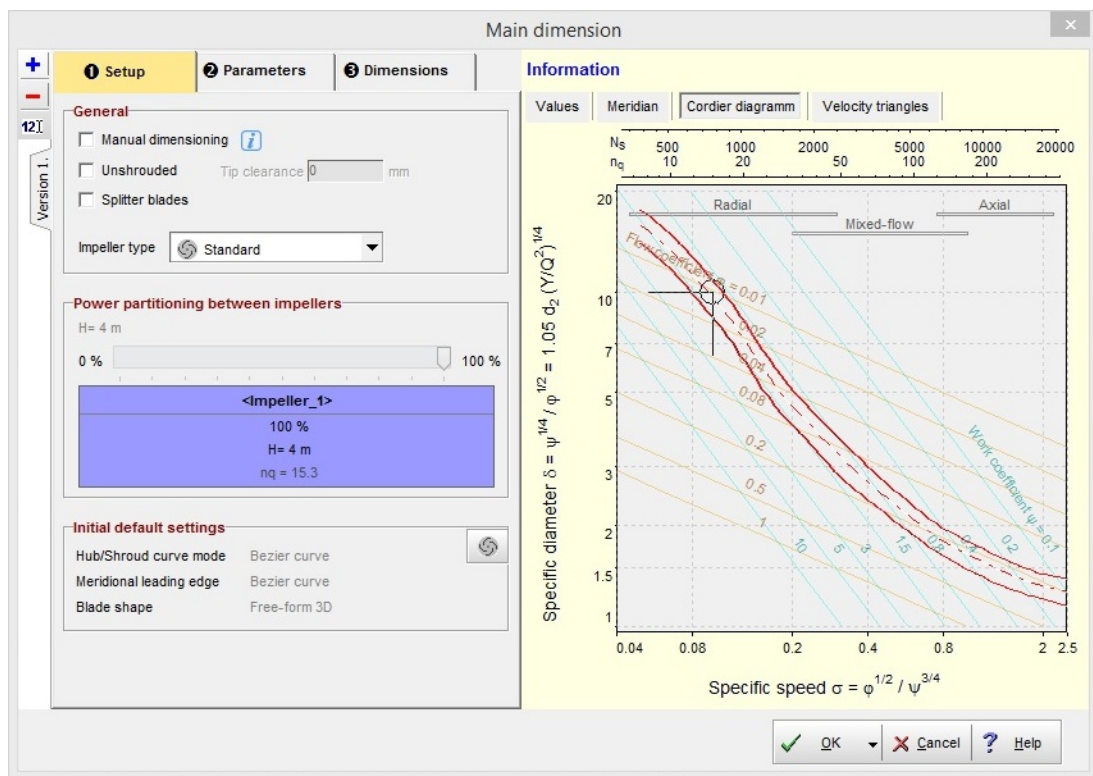


Figura 4.3: Separador das dimensões principais - Diagrama de Cordier.

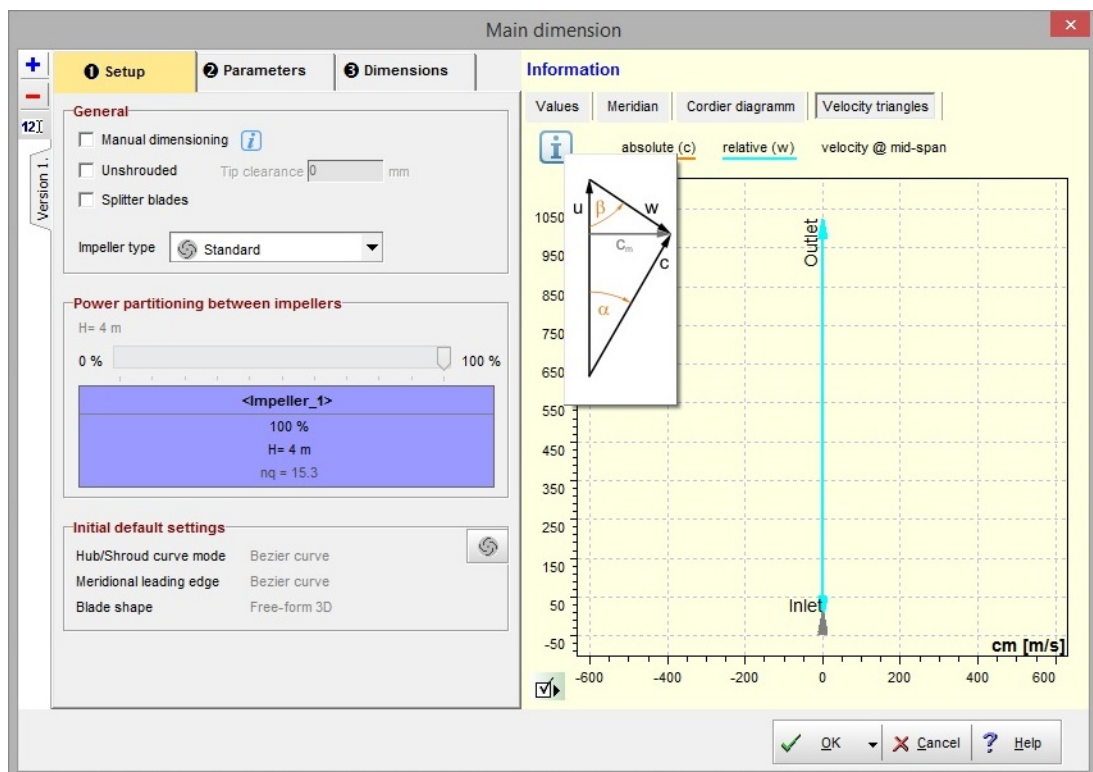


Figura 4.4: Separador das dimensões principais - Triângulos de velocidade.

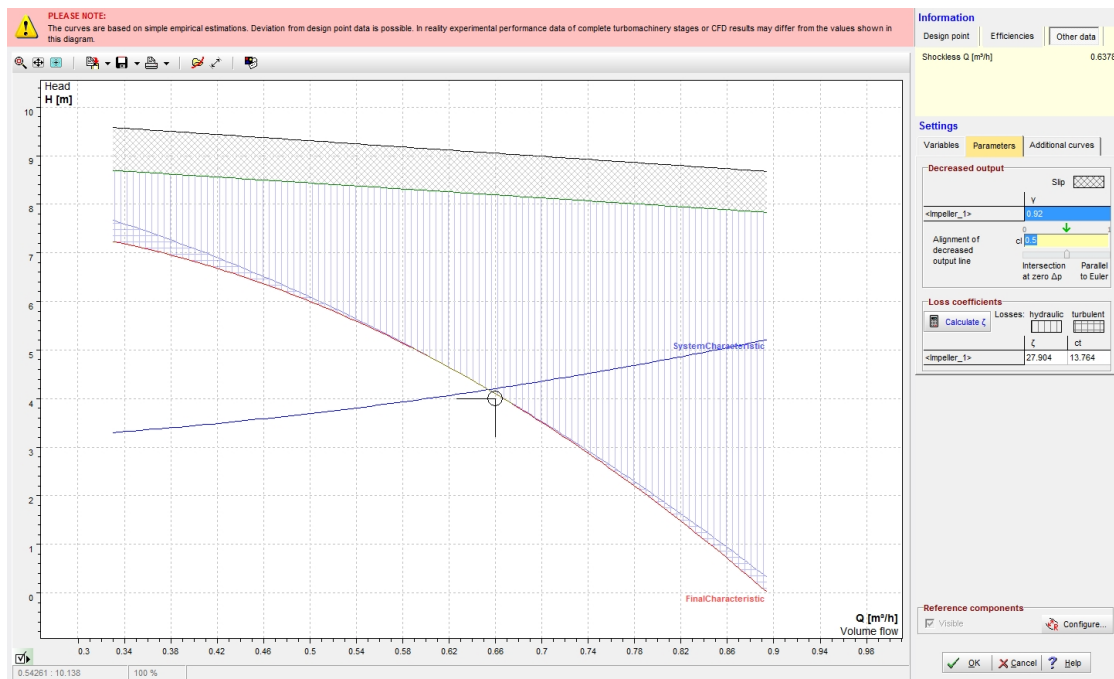


Figura 4.5: Ambiente de trabalho CFTurbo - Curvas de desempenho.



Figura 4.6: Ambiente de trabalho CFTurbo - Modelo 3D.

4.2 Parametrização

Visto que os critérios de dimensionamento do **CFTurbo** são os mesmos da implementação em **MATLAB** (Secção 3.2.1), a parametrização foi efetuada após serem inseridos os valores que haviam sido retirados anteriormente da implementação **MATLAB** (Tabela 3.1). Alguns dos parâmetros foram selecionados considerando comparações paramétricas efetuadas para verificar a sua influência na curva de desempenho. A sua descrição detalhada encontra-se na Secção 5.2.

4.2.1 Secção meridional

Depois de inseridos os parâmetros que condicionam as demais características da bomba, a próxima etapa passa por determinar a secção meridional. Como já foi referido, o plano meridional representa um corte axial no eixo da bomba (Figura 2.3a).

A seleção de uma secção trapezoidal teve como objetivo manter uma relação custo-desempenho que se enquadrasse nos objetivos da bomba a desenvolver neste trabalho, visto que uma secção parabólica iria aumentar o preço final do fabrico do impulsor e não iria garantir uma melhor performance. Com isto presente, foi removido também o prato frontal do impulsor, criando um impulsor semi-aberto. Na Figura 4.7 está representada a secção meridional com as principais dimensões, onde é possível observar o limite do prato posterior (linha azul) e o limite do prato frontal (linha verde). As linhas horizontais representam a aresta dianteira das lâminas e são duas devido à inserção de uma lâmina auxiliar (*splitter blade*) que será abordada na Secção 4.2.2.

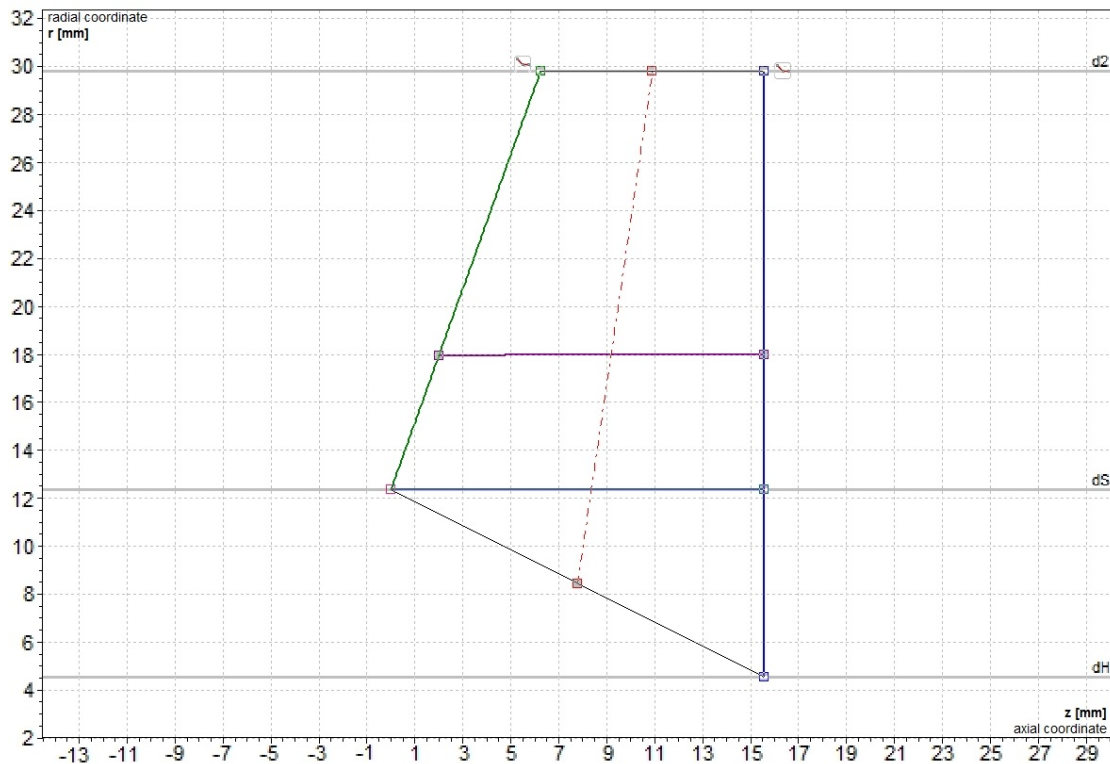


Figura 4.7: Secção meridional.

4.2.2 Propriedades e dimensionamento das lâminas

No separador *Blade properties* são definidas as dimensões e propriedades das lâminas. É possível definir o número de lâminas, z_{La} , o ângulo de entrada, β_1 , o ângulo de saída, β_{2B} , os ângulos intermédios entre a aresta dianteira e a aresta posterior, a espessura da lâmina, e , os ângulos em relação ao prato posterior, λ_{La} , e o método de cálculo do coeficiente *slip* (Pfleiderer [10] ou Gülich/Wiesner [8]). A seleção de cada um dos valores tem efeitos nos valores numéricos das componentes de velocidades e ângulos do escoamento que são exibidos.

Relativamente ao número de lâminas, o valor inicialmente selecionado foi $z_{La} = 6$; contudo, de acordo com Gülich [8], e como já foi referido na Secção 2.2.5, o número de lâminas é proporcional ao atrito do escoamento e inversamente proporcional à velocidade específica de sucção, n_{ss} . Reduzindo o número de lâminas, o coeficiente de pressão, ψ_{opt} é consequentemente reduzido também. É possível criar um compromisso entre estas condicionantes introduzindo o conceito de *splitter blades*, ou lâminas auxiliares, no caso de impulsores com um número de lâminas par. A cada duas lâminas, a aresta dianteira é recolhida de forma a aumentar a secção de entrada, sem comprometer o coeficiente de pressão ou aumentar o atrito que o escoamento sofre na aresta [8]. Desta forma, e considerando as comparações paramétricas realizadas, o número de lâminas foi alterado para $z_{La} = 6 + 6$ (6 lâminas base + 6 lâminas auxiliares).

No que diz respeito aos ângulos β_1 e β_{2B} , foram ambos alterados devido à influência que têm na curva de desempenho (Secção 5.2). Os valores selecionados para β_1 e β_{2B} foram 4.6° e 8.2° , respetivamente.

A espessura da lâmina, e , não foi alterada; todavia, no enquadramento do trabalho e nesta aplicação específica era propício manipular a curva $Q - H$ no sentido de aumentar para o maior valor possível a altura manométrica H_{opt} . Posto isto, numa perspetiva apenas teórica, a espessura selecionada foi 0.5 mm , na certeza porém de que este valor traria problemas ao nível da resistência mecânica e possíveis deformações e/ou fraturas do componente.

Com vista a simplificar o fabrico do impulsor, e também reduzir o seu custo, o ângulo entre a lâmina e o prato posterior foi alterado para $\lambda_{La} = 90^\circ$.

Posteriormente à seleção das dimensões das lâminas, os separadores *Blade mean lines*, *Blade profiles* e *Blade edges* possibilitam um refinamento das suas propriedades. Na Figura 4.8 é possível observar a interface do separador *Blade mean lines* que permite alterar os ângulos β_1 e β_{2B} e, simultaneamente, ver a sua progressão ao longo da lâmina. Dispõe também de uma vista de topo das linhas médias das lâminas (Figura 4.11). Os separadores *Blade profiles* e *Blade edges* possibilitam a modificação da espessura ao longo da lâmina e a configuração das arestas dianteira e posterior (Figuras 4.10 e 4.9).

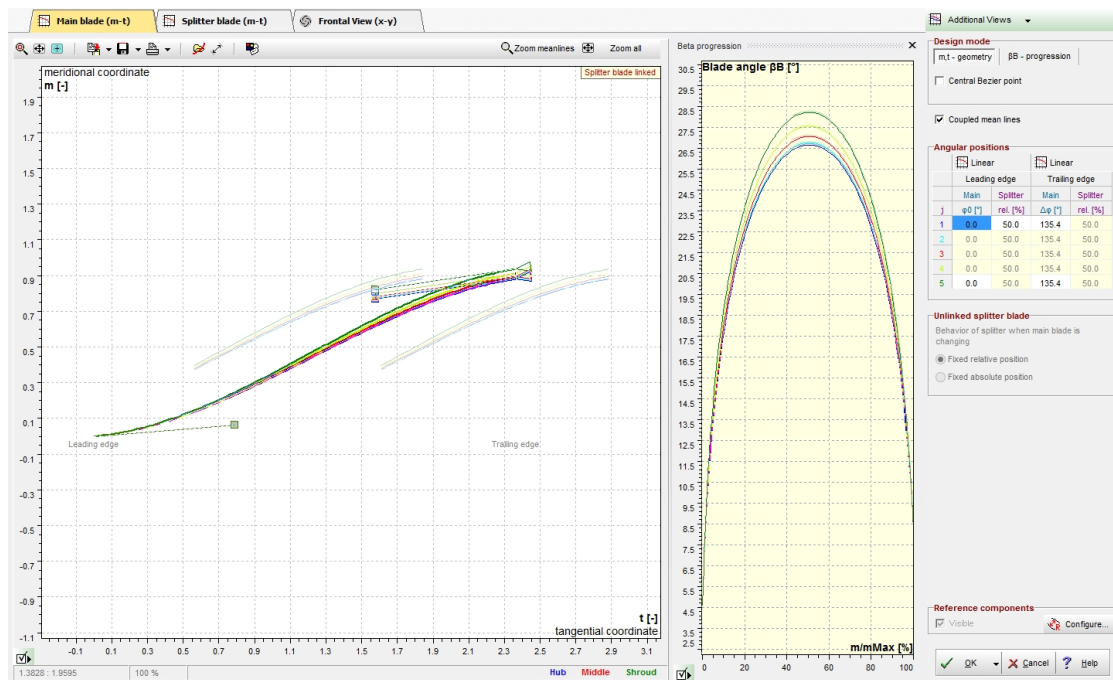


Figura 4.8: Ambiente de trabalho CFTurbo - Linhas médias da lâmina do impulsor.

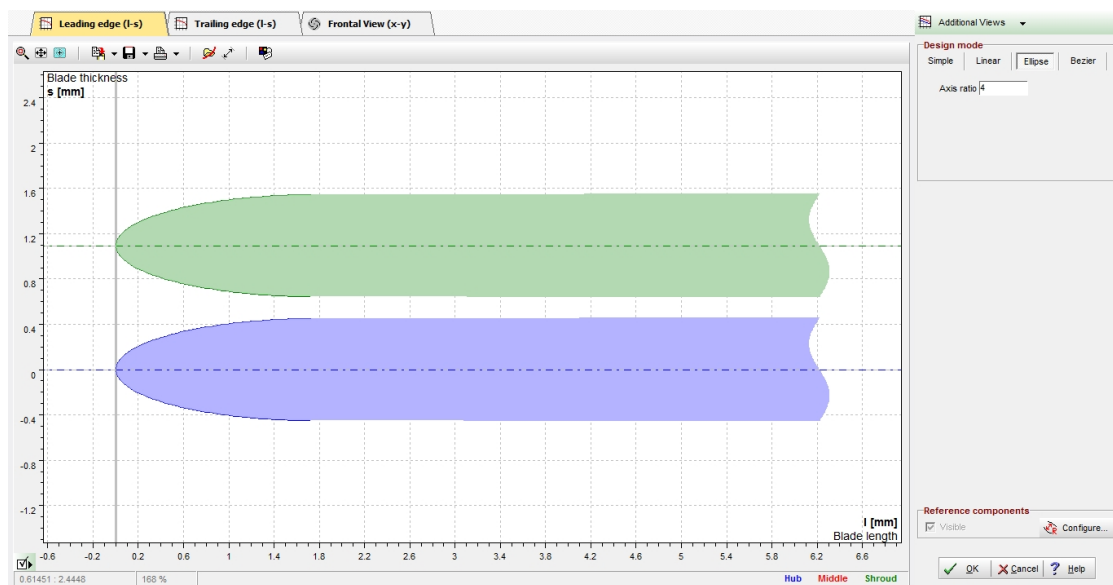


Figura 4.9: Ambiente de trabalho CFTurbo - Arestas da lâmina do impulsor.

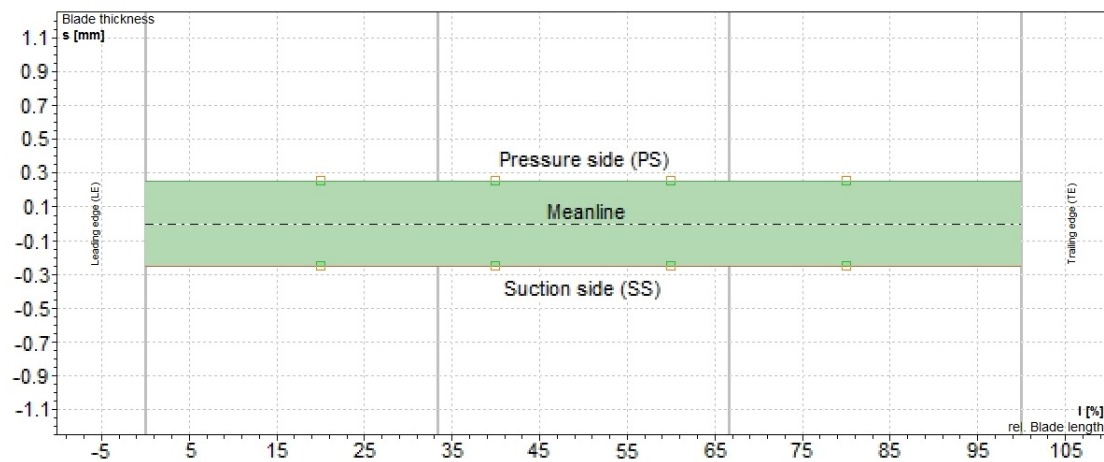


Figura 4.10: *Variação da espessura da lâmina ao longo do seu comprimento.*

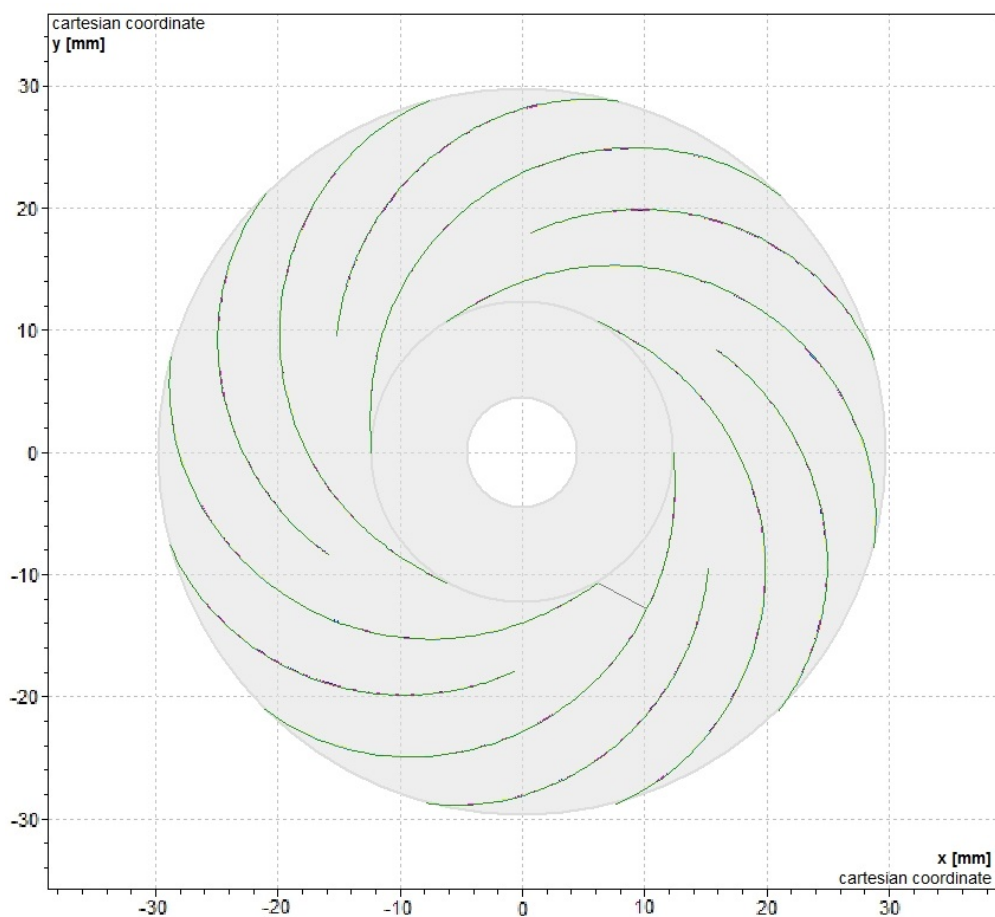


Figura 4.11: *Vista de topo do impulsor - Linhas médias das lâminas (onde são observáveis lâminas principais e auxiliares).*

4.2.3 Voluta e Difusor

Como foi mencionado na Secção 4.1, é possível a adição de um novo componente ao projeto e o seu respetivo dimensionamento. No que diz respeito à voluta e ao difusor, é possível dimensionar e seleccionar a geometria da sua secção transversal (Figuras 4.12a e 4.12b, respetivamente), bem como da progressão da espiral da voluta e a garganta do difusor (Figuras 4.13a e 4.13b, respetivamente).

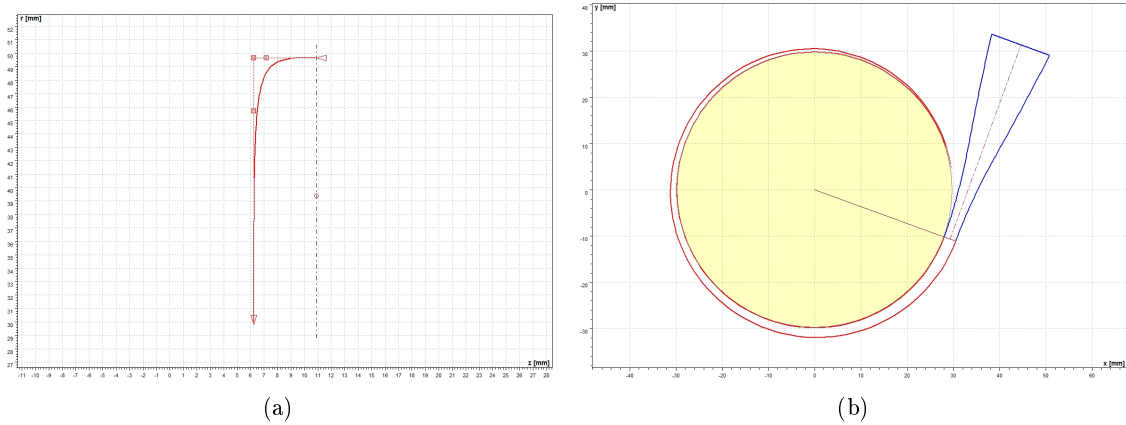


Figura 4.12: *Secção transversal (a) Voluta (b) Difusor.*

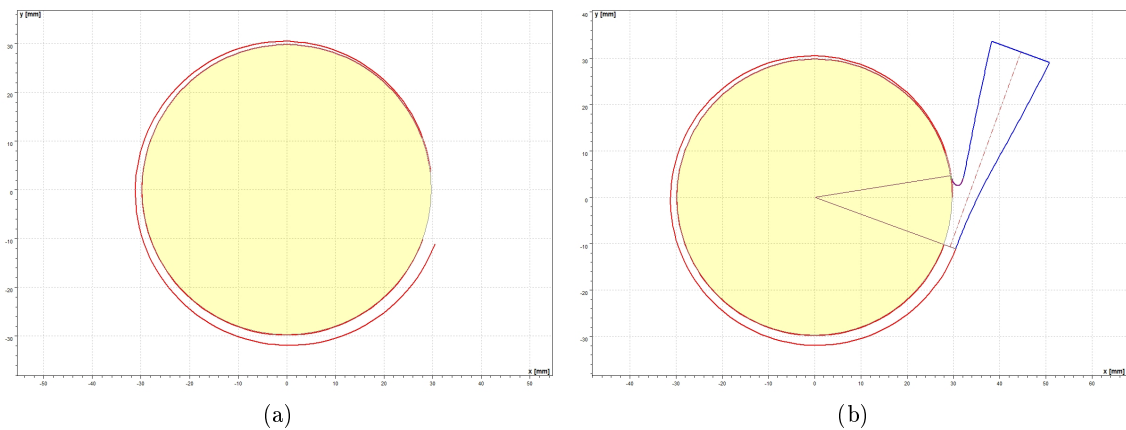


Figura 4.13: *(a) Progressão da espiral da voluta (b) Garganta do difusor.*

4.3 Resultados

Comparativamente com os resultados da implementação em MATLAB alguns valores sofreram alterações. Contudo, os resultados de desempenho assemelham-se aos retirados anteriormente da implementação em MATLAB. Os parâmetros da Tabela 4.1 foram apresentados pela ordem que é fornecida pelo CFTurbo para facilitar a posterior análise do relatório em anexo.

Com a comparação dos resultados na Tabela 4.1, uns usando a implementação feita em **MATLAB** e os outros obtidos usando a plataforma (validada) **CFTurbo**, a qual mostra uma boa concordância entre os resultados obtidos por ambas as vias, fica validado o modelo apresentado e a sua implementação feita em **MATLAB**.

Tabela 4.1: Resultados da implementação em **CFTurbo**, e comparação com os resultados da implementação em **MATLAB**

		CFTurbo	MATLAB	
\dot{m}	Caudal mássico	0.1830	0.1834	kg/s
n	Velocidade de rotação do motor	3191	3191	rpm
Y	Trabalho específico do aumento da pressão estática no impulsor	39.24	34.440	m^2/s^2
n_q	Velocidade específica	15.3	15.279	
P_Q	Potência útil	7.2	7.195	W
Q	Caudal volúmico	0.660	0.660	m^3/h
Δp_t	Diferença de pressão total	0.39169	–	bar
H	Altura manométrica de operação	4	4	m
ρ	Massa volúmica do fluido	998.2	1000	kg/m^3
η_h	Eficiência hidráulica	50	82	%
η_v	Eficiência volumétrica	90.6	–	%
η_m	Eficiência mecânica	88.6	–	%
η_{mot}	Eficiência do motor	80	72	%
ψ	Coefficiente de pressão teórico	1.5852	1.506	
b_2/d_2	Razão de saída	0.1565	0.1565	–
η_{Im}	Eficiência do impulsor	40.5	39	%
d_n	Diâmetro do eixo central do impulsor	9.1	9.1	mm
d_1	Diâmetro de entrada do impulsor	24.7	20.1	mm
d_2	Diâmetro de saída do impulsor	59.6	51.1	mm
b_2	Largura de saída	9.33	8.0	mm
z_{La}	Número de lâminas	12 (6+6)	6	
e	Espessura da lâmina	0.5	2.0	mm
β_1	Ângulo de entrada da lâmina	4.6	12.30	$^\circ$
β_{2B}	Ângulo de saída da lâmina	8.2	24.0	$^\circ$
u_1	Velocidade tangencial à entrada do impulsor	1.5	3.3616	m/s
u_2	Velocidade tangencial à saída do impulsor	4.1	8.5415	m/s
w_{1u}	Componente tangencial da velocidade relativa	1.5	3.3363	m/s
w_{2u}	Componente tangencial da velocidade relativa	1.9	2.1008	m/s
w_1	Velocidade relativa à entrada do impulsor	1.5	2.7344	m/s
w_2	Velocidade relativa à saída do impulsor	1.9	2.1056	m/s
c_{1m}	Componente meridional da velocidade absoluta	0.2	0.7250	m/s
c_{2m}	Componente meridional da velocidade absoluta	0.1	0.1427	m/s
c_1	Velocidade absoluta à entrada do impulsor	0.2	0.7254	m/s
c_2	Velocidade absoluta à saída do impulsor	8.1	6.4423	m/s
γ	Coefficiente <i>slip</i>	0.92	0.802	–

Como já foi referido anteriormente, a parametrização inicial da implementação em **CFTurbo** foi feita a partir dos resultados obtidos em **MATLAB**. Contudo, algumas dimensões

do impulsor foram corrigidas com a finalidade de otimizar a curva de desempenho da bomba; consequentemente, estas alterações viriam a ter efeitos noutros parâmetros e dimensões.

Relativamente ao trabalho específico, Y , o seu aumento deve-se principalmente ao fato de terem sido adicionadas as lâminas auxiliares ao impulsor. Segundo as Equações (2.17) e (2.18), as velocidades absoluta e tangencial, bem como o coeficiente *slip*, sofrem alterações. Posto isto, recorrendo à Equação (2.30), verifica-se a relação entre as componentes absoluta e tangencial da velocidade que limitam o trabalho específico.

Os diâmetros de entrada e exterior, d_1 e d_2 , respetivamente, foram alterados simultaneamente com a largura de saída, b_2 – mantendo a largura relativa, b_2^* , constante – de forma a maximizar a altura manométrica útil utilizando o menor diâmetro exterior possível. Por conseguinte, a eficiência do impulsor, η_{Im} , tendeu a aumentar ligeiramente.

No que diz respeito aos ângulos de entrada, β_1 , e de saída, β_{2B} , foram selecionados de acordo com as comparações paramétricas presentes na Secção 5.2, no sentido de obter a melhor curva de desempenho da bomba. A espessura da lâmina, e , foi alterada da mesma forma; contudo, foi assumido o valor $e = 0.5$, na certeza porém de que não garante os requisitos de resistência mecânica. O protótipo final do impulsor foi concebido com uma espessura de lâmina de 1.5 mm.

O aumento da eficiência do motor, η_{mot} , deve-se principalmente à redução de perdas por dissipação viscosa devido à adição das lâminas auxiliares ligeiramente recolhidas.

Capítulo 5

Discussão de resultados

5.1 Modelo final do impulsor

As dimensões finais do impulsor estão disponíveis no anexo *Relatório CFTurbo*. De acordo com o objetivo desta dissertação, a eficiência global não era um parâmetro preocupante; em contraste, foi necessário habilitar o impulsor com a capacidade de obtenção da máxima altura manométrica útil possível para colmatar as perdas de carga. As comparações paramétricas realizadas e apresentadas na secção seguinte foram fundamentais na seleção de alguns parâmetros, bem como na compreensão da sua influência no desempenho da bomba.

Os cálculos das dimensões da voluta e do difusor não foram abordados, e foram selecionadas as dimensões que influenciaram a curva de desempenho final no sentido de minimizar as perdas por dissipação viscosa – tendo por base as dimensões padrão do *software CFTurbo*.

O modelo final 3D é mostrado das Figuras 5.1a e 5.1b, com as dimensões relativas à implementação *CFTurbo* que estão detalhadas em anexo. Na Figura 5.2 está representada a curva $Q - H$ final do conjunto impulsor-voluta projetado. As curvas das Figuras 5.3 e 5.4 dizem respeito às curvas de desempenho onde foram abordadas a potência requerida e a eficiência volumétrica, respetivamente.

Privilegiou-se a apresentação e discussão dos resultados obtidos com a plataforma *CFTurbo* para poder tirar o maior partido também das suas possibilidades/potencialidades gráficas.

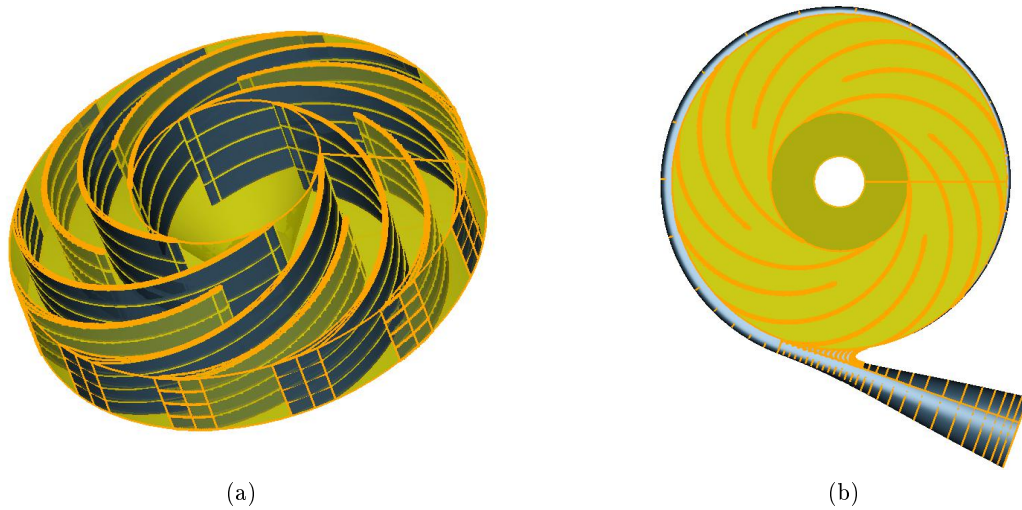


Figura 5.1: Modelo final do impulsor (a) Impulsor (vista isométrica) (b) Impulsor, voluta e difusor (vista de topo).

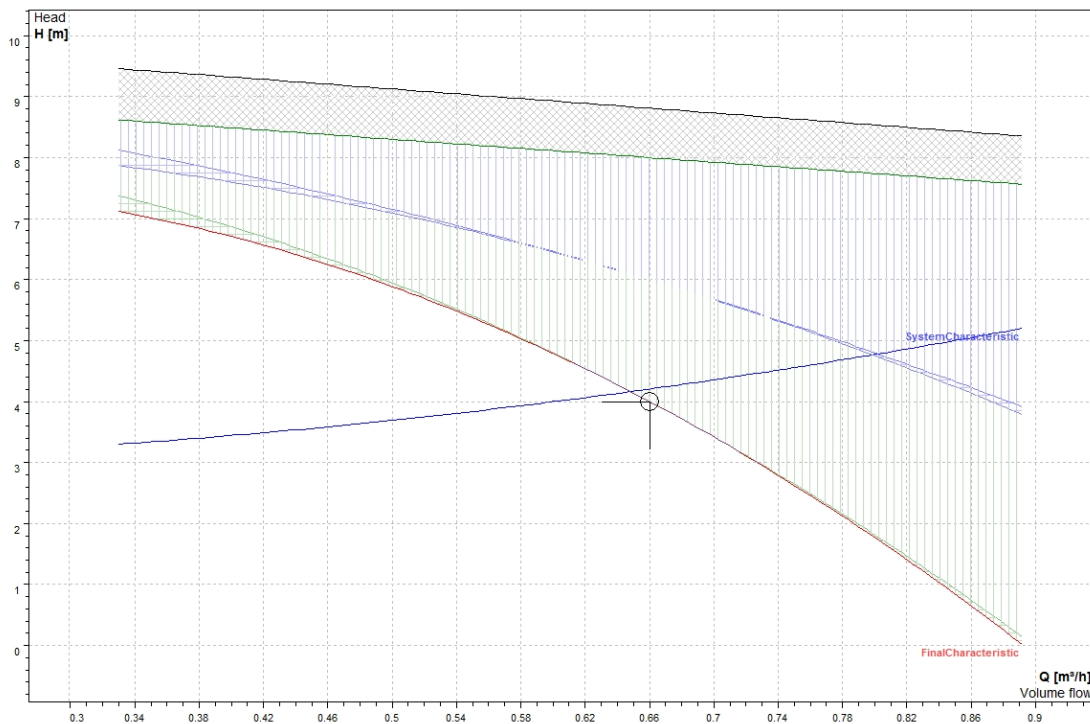
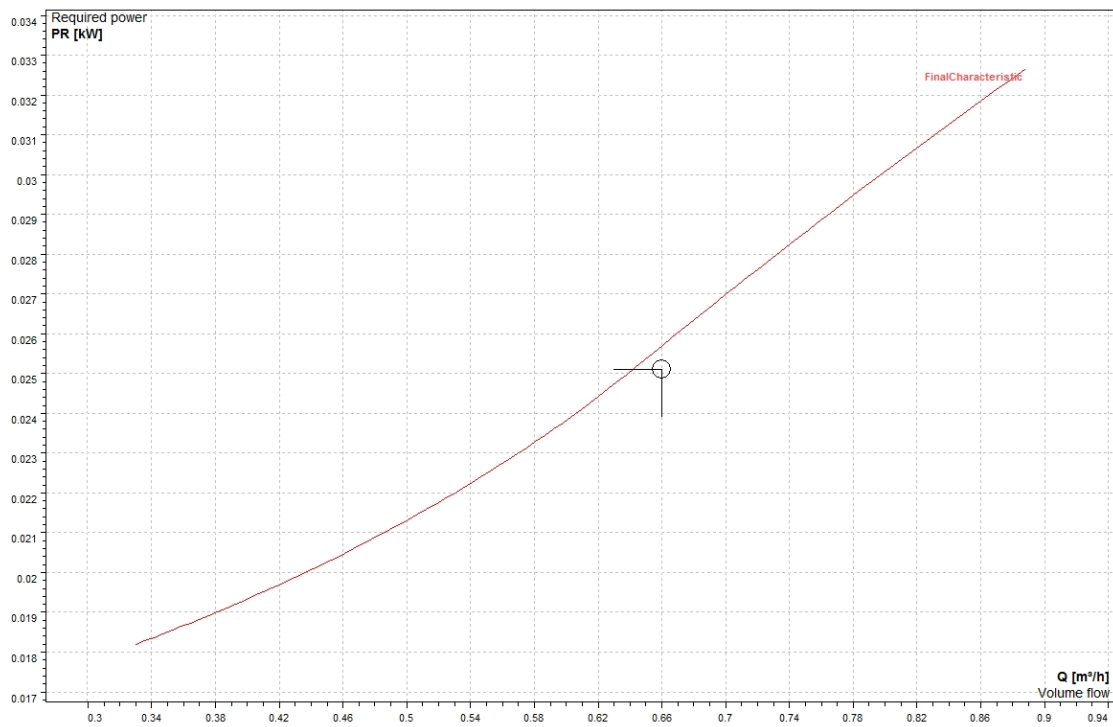
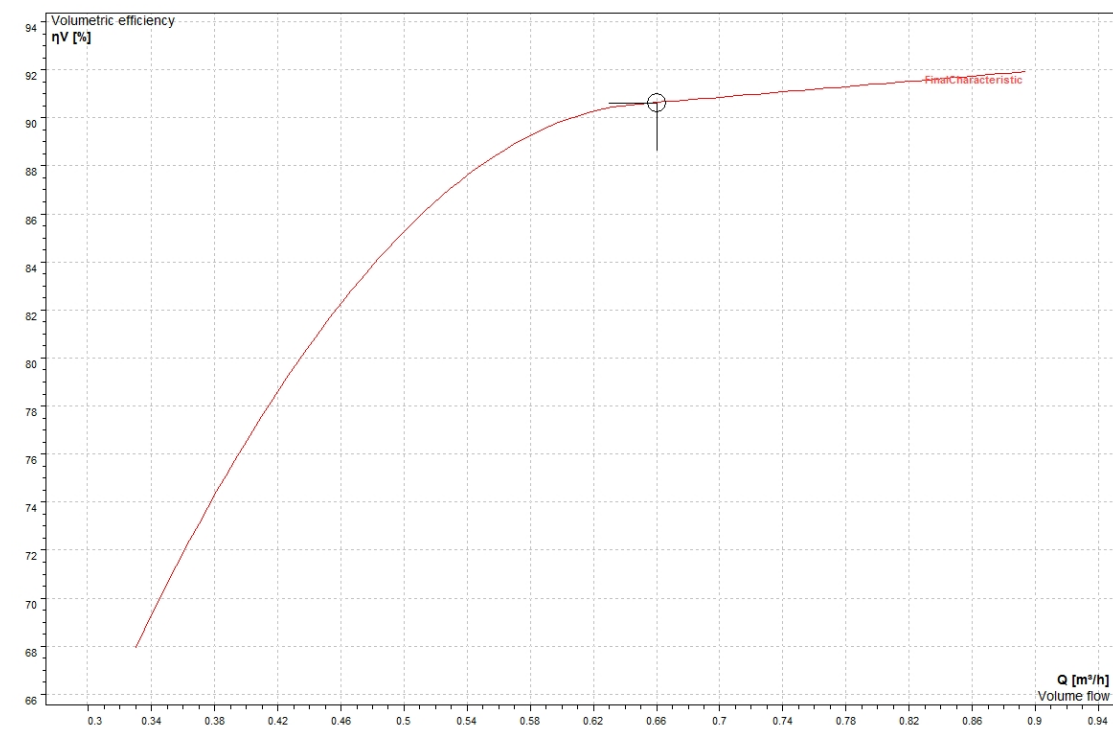


Figura 5.2: Curva de desempenho final.

Figura 5.3: *Potência requerida.*Figura 5.4: *Eficiência volumétrica.*

O impulsor projetado foi maquinado, usando o alumínio como material, e encontra-se ilustrado nas Figuras 5.5 e 5.6.



Figura 5.5: *Protótipo final do impulsor.*



Figura 5.6: *Protótipo final do impulsor (vista de topo).*

5.2 Comparações paramétricas

Na presente secção é estudada a influência de alguns parâmetros de dimensionamento na curva $Q - H$. Estas comparações foram efetuadas com a finalidade de prever os efeitos da alteração de algumas dimensões da bomba no seu desempenho.

Os parâmetros e a sua influência estão descritos por ordem de apresentação nas subsecções seguintes. Como já foi referido, estes parâmetros foram selecionados de entre todos os possíveis por criarem os efeitos mais notórios nas curvas, e terem sido determinantes no dimensionamento do impulsor.

- **Influência do diâmetro exterior d_2 :** nas Figuras 5.7 e 5.8 estão representadas as curvas $Q - H$ onde foram estabelecidas as velocidades do motor a 3191 e 4000 rpm, respetivamente. É visível que o diâmetro exterior limita diretamente a curva; para uma determinada velocidade de rotação, a altura manométrica e o caudal aumentam proporcionalmente com o diâmetro exterior.
- **Influência da velocidade de rotação n :** de acordo com as Figuras 5.9 e 5.10, e à semelhança do que acontece com o diâmetro exterior, a velocidade de rotação está proporcionalmente relacionada com a altura manométrica e com o caudal expelido. Contudo, é possível observar que impondo um diâmetro exterior de 40 mm as alterações de curvas consecutivas são apenas ligeiras comparativamente a um diâmetro exterior de 59.6 mm.
- **Influência do número de lâminas z_{La} :** como representado nas Figuras 5.11 e 5.12, o número de lâminas tem um efeito singular na curva $Q - H$ por possibilitar uma alteração na altura manométrica sem alterar o caudal máximo de operação. Na aplicação específica deste trabalho, este efeito é considerável, e revela que o número de lâminas z_{La} é um dos parâmetros preponderantes no projeto de bombas para este tipo de aplicação.
- **Influência dos ângulos β_1 e β_{2B} :** os efeitos dos ângulos de entrada e saída das lâminas do impulsor são determinantes no que diz respeito às perdas de carga no impulsor e na voluta. β_1 e β_{2B} são independentes entre si; contudo, os seus efeitos na curva $Q - H$ são semelhantes. Como é possível verificar nas Figuras 5.13 e 5.14, estes parâmetros permitem alterações simultâneas, mas todavia autónomas, da altura manométrica e do caudal expelido. São também responsáveis pelo controlo de uma grande percentagem das perdas por dissipação devido à turbulência do escoamento (maioritariamente na aresta dianteira), como é visível na Figura 5.14.
- **Influência da espessura da lâmina e :** como já foi referido na Subsecção 3.2.4, a espessura da lâmina tem um forte contributo no dimensionamento do impulsor. No entanto, a sua seleção depende de outros parâmetros. Pelas Figuras 5.15 e 5.16 é observada a sua influência no caudal expelido devido ao seu efeito nas perdas por dissipação. A curvatura do gráfico também é alterada por este parâmetro, podendo aproximar-se ou afastar-se do ponto de operação.
- **Influência da largura relativa b_2^* :** o diâmetro exterior d_2 atua sobre a curva $Q - H$ de um modo proporcional em ambas as coordenadas; por outro lado, a relação b_2/d_2 promove uma translação no eixo das abcissas (Figuras 5.17 e 5.18).

5.2.1 Influência do diâmetro exterior d_2

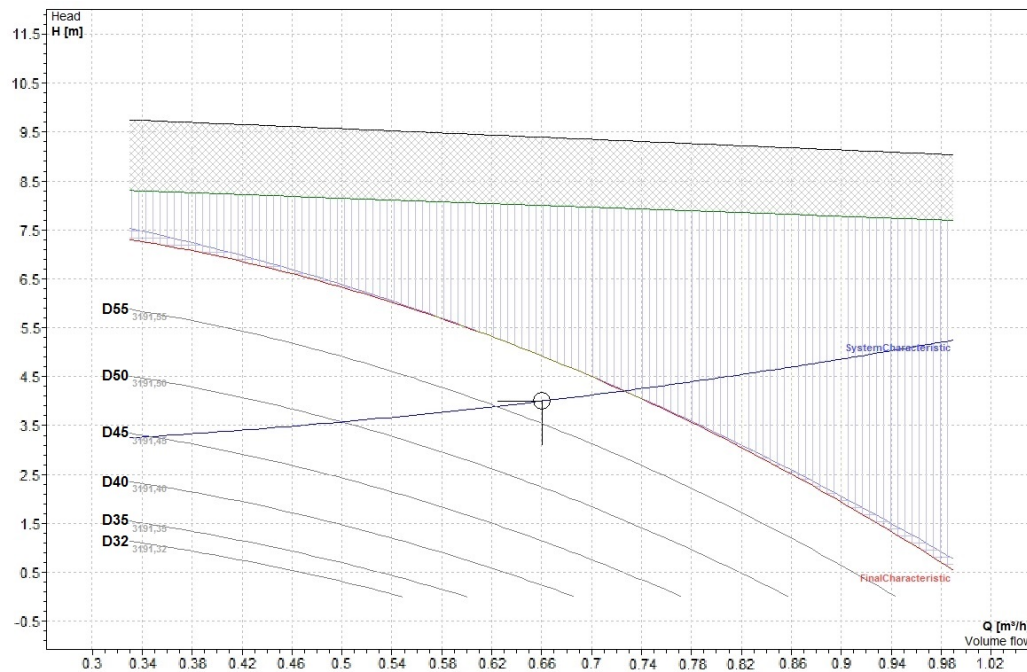


Figura 5.7: Influência do diâmetro exterior a 3191 rpm.

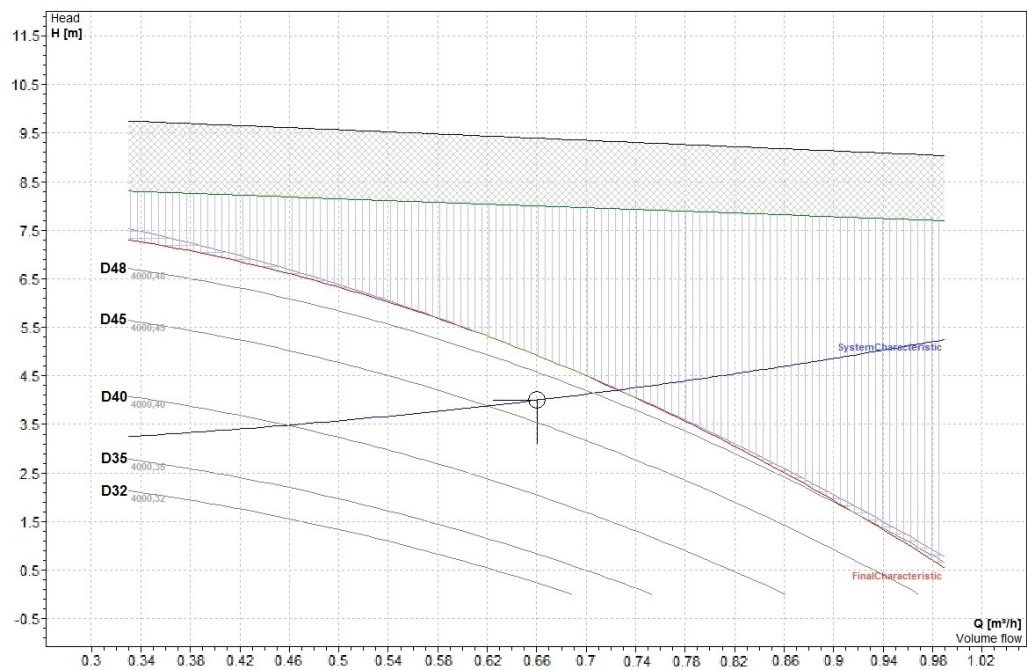


Figura 5.8: Influência do diâmetro exterior a 4000 rpm.

5.2.2 Influência da velocidade de rotação n

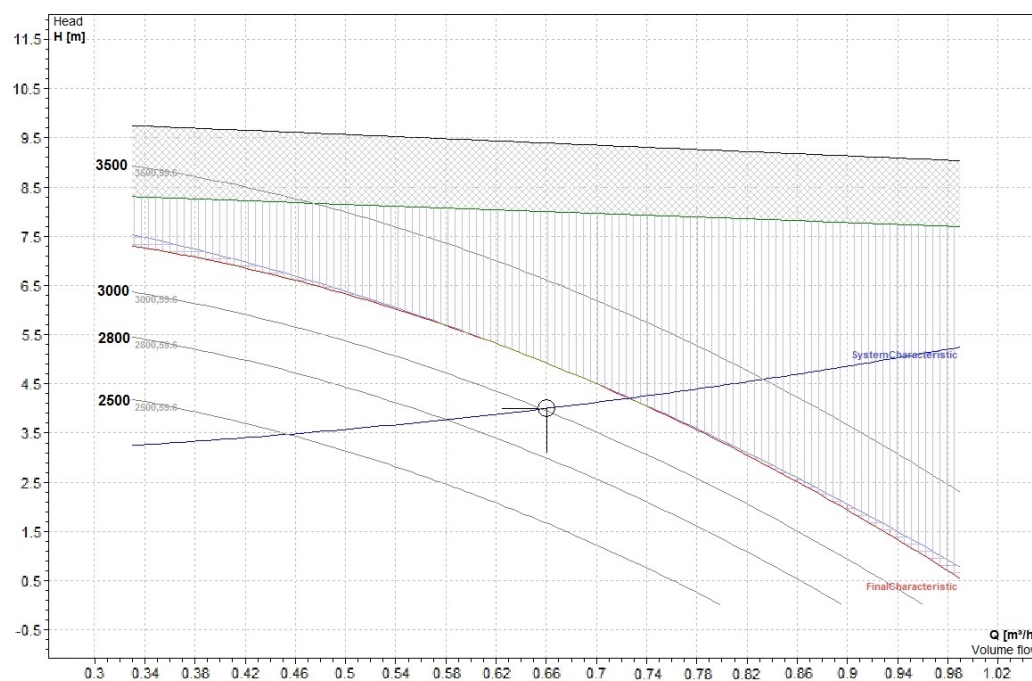


Figura 5.9: Influência da velocidade de rotação com o diâmetro exterior de 59.6 mm.

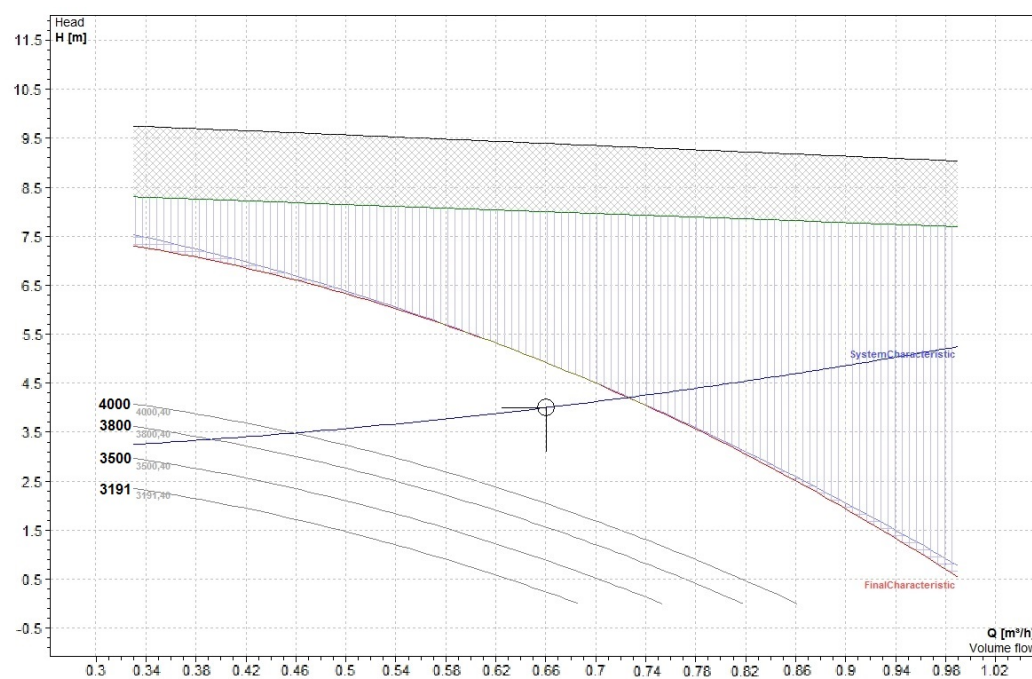


Figura 5.10: Influência da velocidade de rotação com o diâmetro exterior de 40.0 mm.

5.2.3 Influência do número de lâminas z_{La}

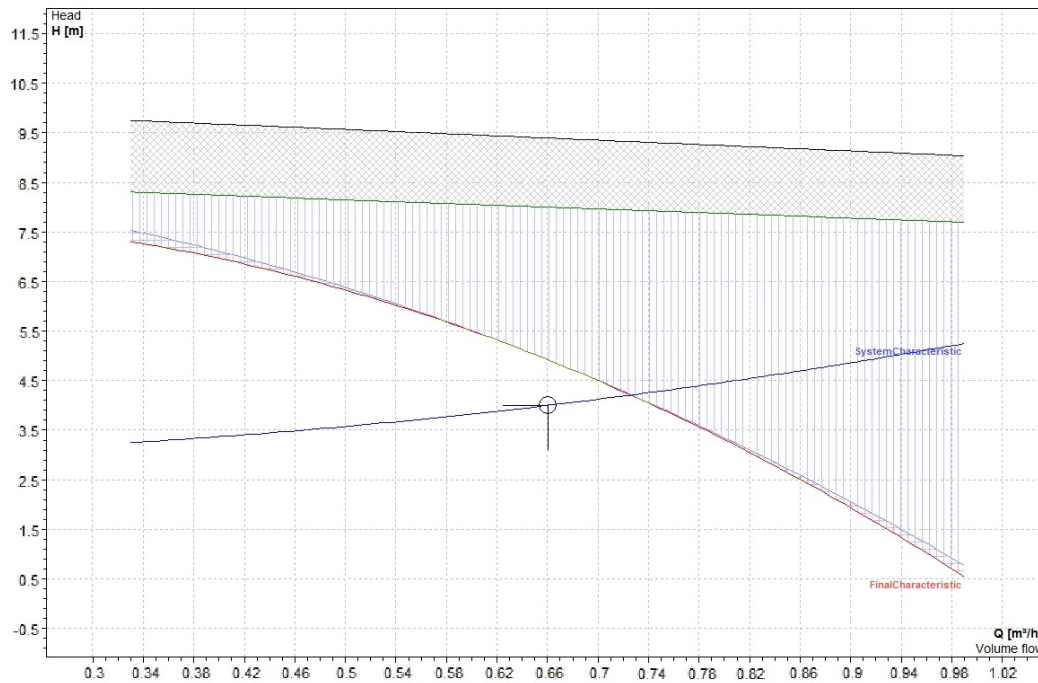


Figura 5.11: Curva de desempenho com impulsor de 6 lâminas.

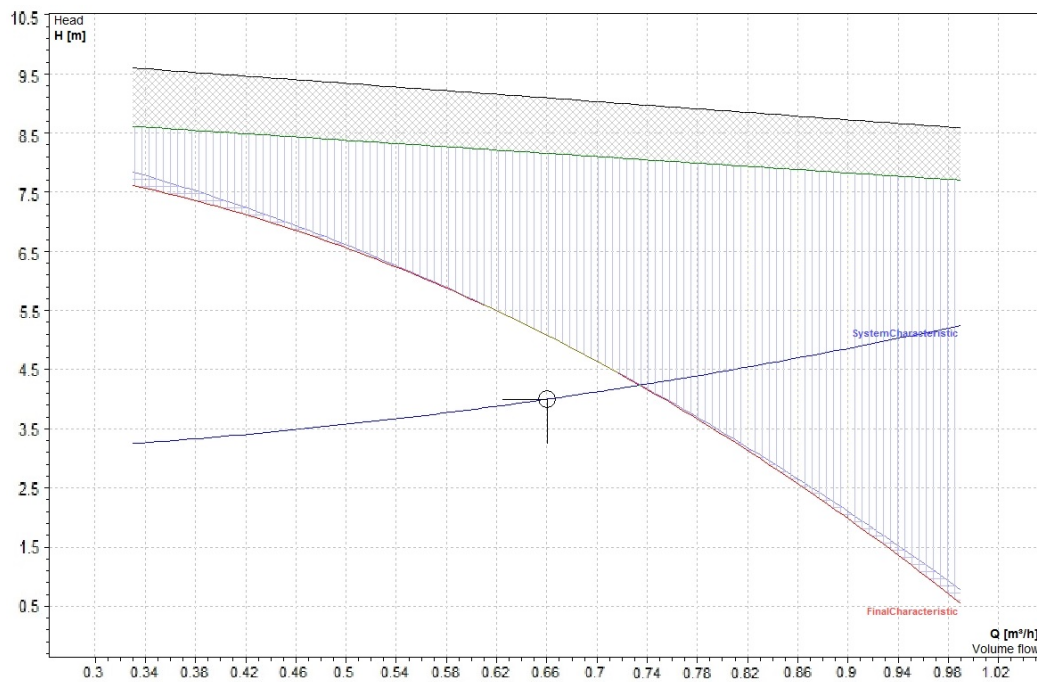


Figura 5.12: Curva de desempenho com impulsor de 6+6 lâminas.

5.2.4 Influência dos ângulos β_1 e β_{2B}

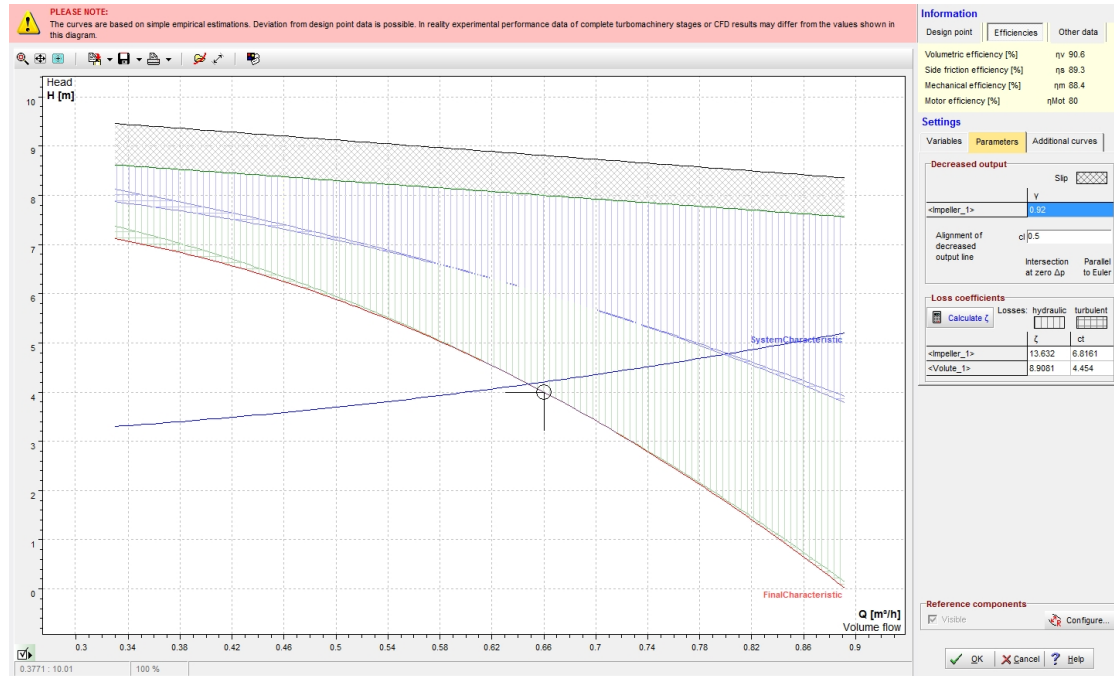


Figura 5.13: Curva de desempenho com $\beta_1 = 4.6^\circ$ e $\beta_{2B} = 7.0^\circ$.

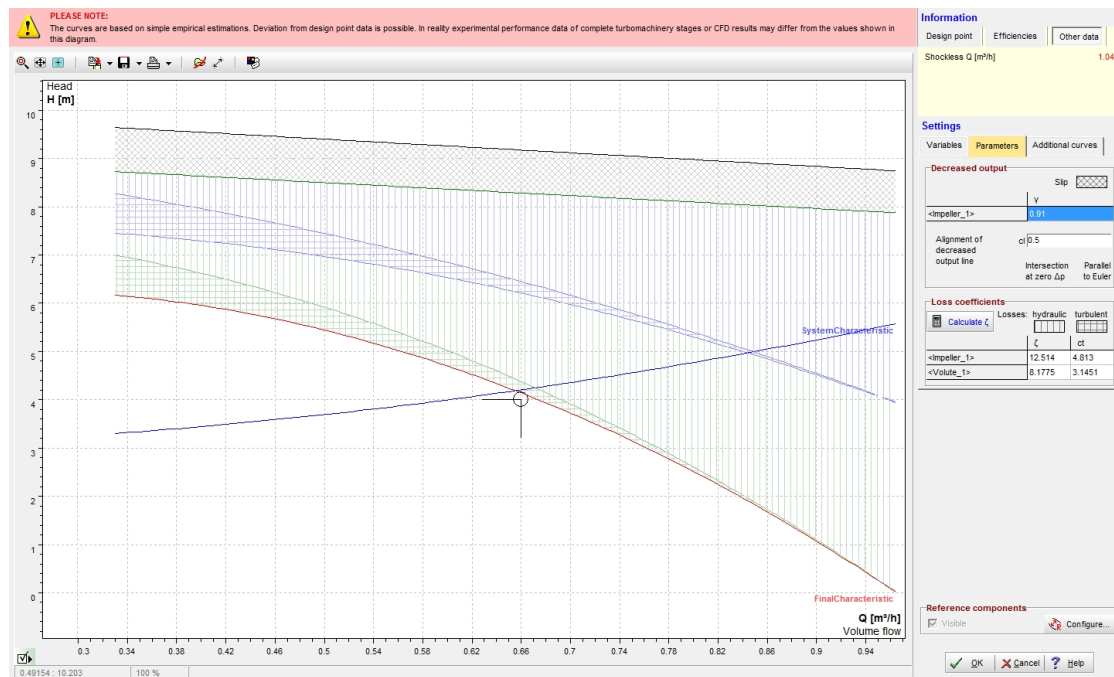


Figura 5.14: Curva de desempenho com $\beta_1 = 6.0^\circ$ e $\beta_{2B} = 9.0^\circ$.

5.2.5 Influência da espessura das lâminas e

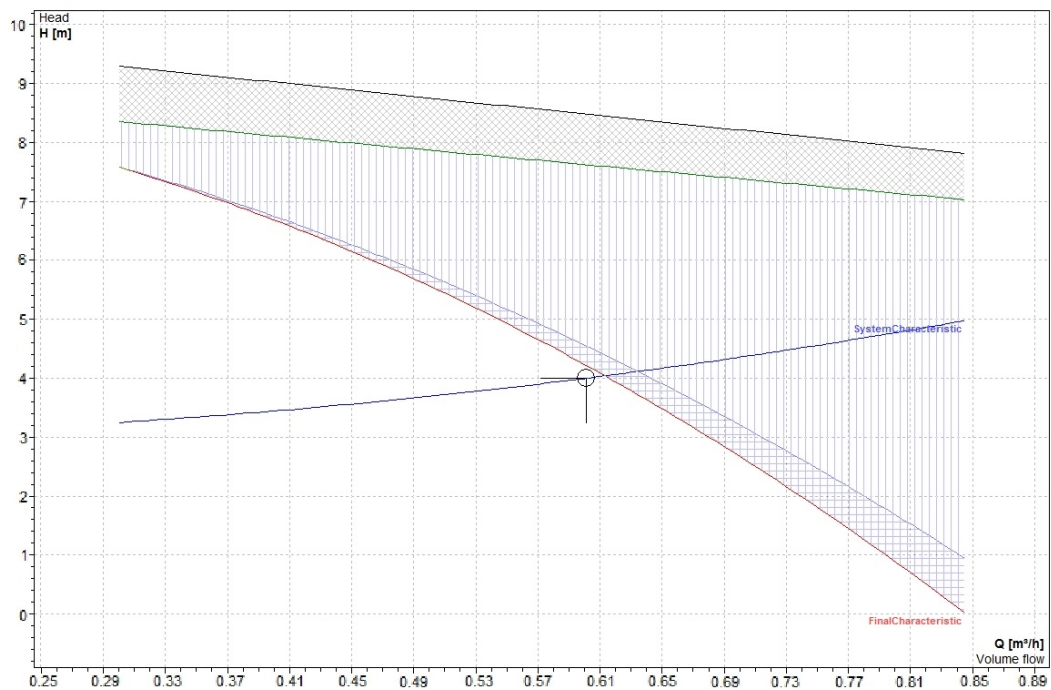


Figura 5.15: Curva de desempenho com espessura de lâmina $e = 1.2$ mm.

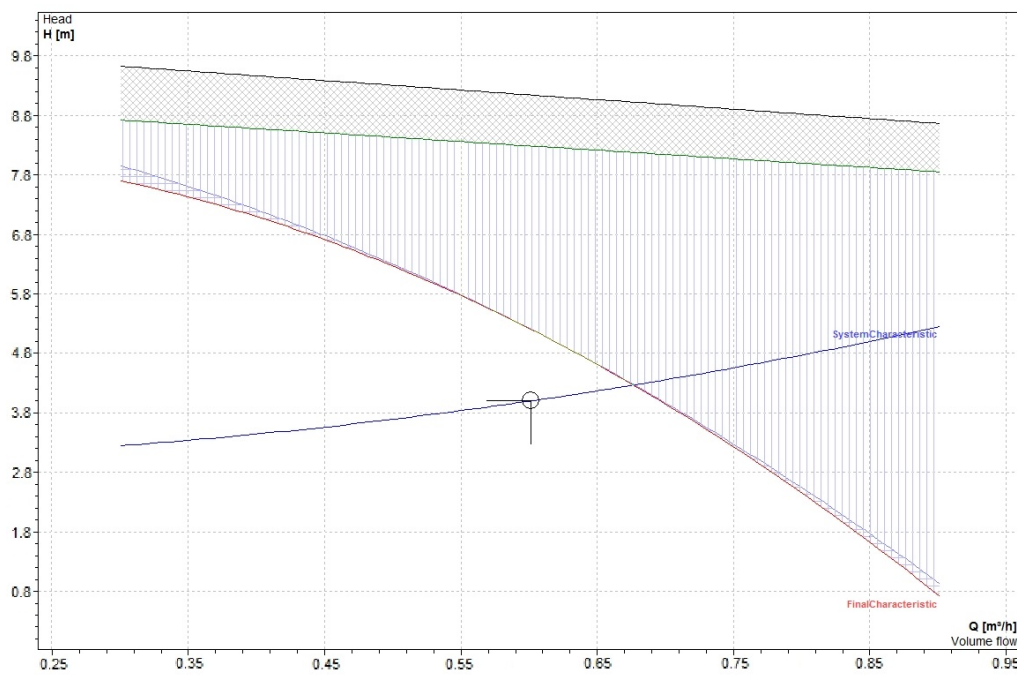


Figura 5.16: Curva de desempenho com espessura de lâmina $e = 0.5$ mm.

5.2.6 Influência da largura relativa b_2^*

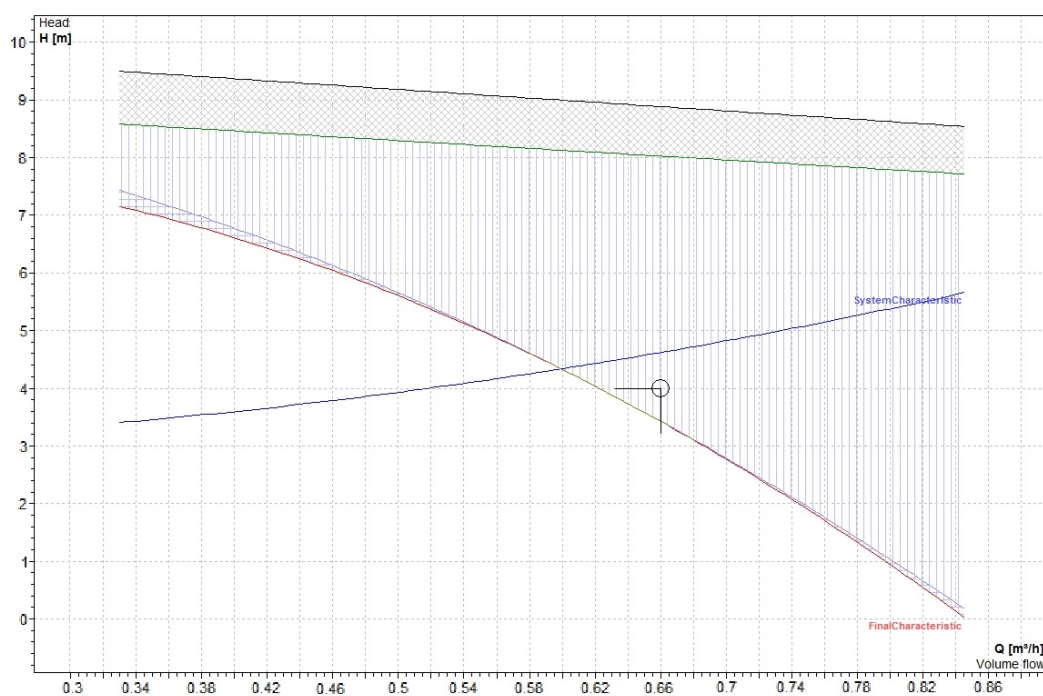


Figura 5.17: Curva de desempenho com a largura relativa $b_2^* = 0.1350$.

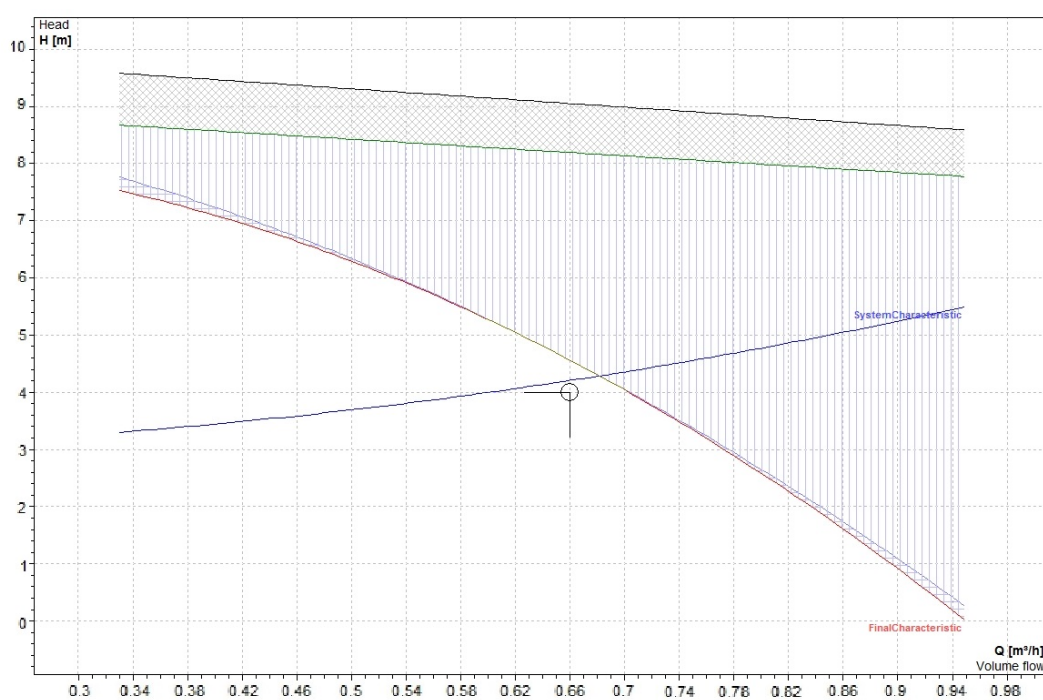


Figura 5.18: Curva de desempenho com a largura relativa $b_2^* = 0.1565$.

Capítulo 6

Conclusões e propostas de trabalhos futuros

Esta dissertação focou-se no desenvolvimento de um impulsor que garantisse os critérios de dimensionamento impostos para a aplicação num sistema fechado de circulação de água quente sanitária. O impulsor foi desenvolvido para satisfazer condições importantes, tais como: 1) garantir uma altura manométrica de operação de 4 m e um caudal de 5 L/min, 2) assegurar a globalidade dos requisitos performance/resistência/custo, 3) certificar os valores retirados do programa elaborado e 4) compreender os efeitos da alteração de alguns parâmetros no desempenho da bomba. Com o propósito de conceber um impulsor que atendesse a estes requisitos, este projeto foi subdividido em cinco partes: desenvolvimento de um modelo de cálculo/dimensionamento, implementação do modelo desenvolvido em **MATLAB**, implementação na plataforma **CFTurbo**, validação do modelo desenvolvido e sua implementação **MATLAB**, e discussão de resultados. Depois de completar a implementação em ambas as aplicações foi possível a validação da implementação em **MATLAB** e proceder à obtenção de resultados.

Alguns resultados da implementação **MATLAB** sofreram posteriores alterações devido à sua adequação à curva $Q - H$. Contudo, foi possível verificar a consistência e a robustez dos resultados comparando-os com a parametrização em **CFTurbo**. A implementação **CFTurbo** revelou que o projeto de bombas centrífugas engloba enúmeras condicionantes que anteriormente não haviam sido consideradas, e.g. secção meridional, dimensionamento das lâminas, voluta e difusor, que têm um forte impacto no desempenho final da bomba.

O projeto da voluta e do difusor não foi abordado com detalhe, o que poderá ser feito em trabalhos posteriores. Não foi introduzido o conceito de indutores antes do impulsor devido à especificidade da aplicação; contudo, é pertinente serem referidos.

As comparações paramétricas efetuadas foram conclusivas no sentido em que foi possível observar graficamente os efeitos de cada um dos parâmetros selecionados sobre curva de desempenho. Estas observações poderão ser um auxiliar para trabalhos futuros. Durante a análise dos parâmetros, verificou-se que impulsores com $d_2 = 30$ conseguiriam manter a mesma curva $Q - H$ que o selecionado a 6200 rotações por minuto. No entanto, esta hipótese foi posta de lado pois não seria lucrativo alterar requisitos de resistência mecânica em função do diâmetro exterior do impulsor, e o ruído e a cavitação seriam problemas adicionais a velocidades elevadas.

Em condições de trabalho real o impulsor poderia por ventura sofrer ainda algumas alterações, visto que neste trabalho não foi abrangido o método de análise CFD. O **CFTurbo** permite uma abordagem CFD no que diz respeito ao escoamento do fluido através dos componentes projetados, e teria sido interessante fazer o confronto de resultados antes e depois da simulação. O fenómeno da cavitação seria um ponto importante a abordar, sobretudo no caso de motores com velocidades de rotação superiores à selecionada.

Em suma, o desenvolvimento do trabalho teve um balanço positivo; todavia, seria importante futuramente, a análise aprofundada da concepção da voluta e difusor, e de uma posterior carcaça que englobasse todos os componentes.

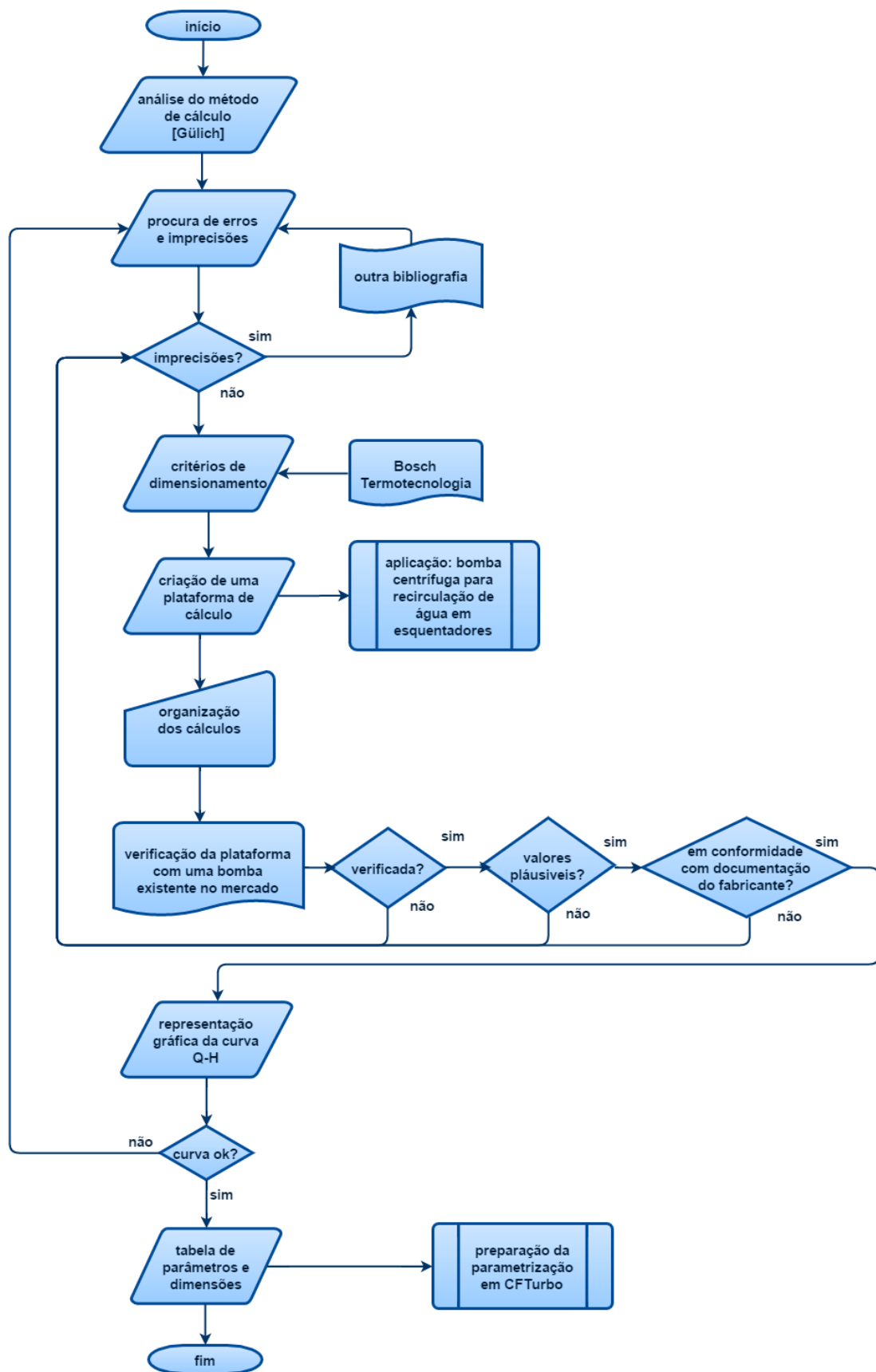
Referências bibliográficas

- [1] Grupo Junkers, “A Junkers e a eficiência energética.” http://www.junkers.pt/consumer/servicos_consumidor/servi_o_certifica__o/efic_energetica/j_cert_energetica, consultado em 2015-09-29.
- [2] Grupo Junkers, “Esquentadores a gás termostáticos.” http://www.junkers.pt/consumer/servicos_consumidor/servi_o_certifica__o/efic_energetica/esquentadores_termost_ticos/esquentadores_term_staticos, consultado em 2015-09-24.
- [3] Vulcano, “Brochura - Esquentadores termostáticos.” http://vulcano-pt.resource.bosch.com/media/vulcano/documenta__o/folhetos/VUL_Folheto_ESQ_Termostaticos_WEB_2014.pdf, consultado em 2015-09-24.
- [4] Dicas e Esquemas Nova Geração, “Esquema hidráulico.” <http://dicasesquemas-ng.blogspot.pt/>, consultado em 2015-10-02.
- [5] Cillit, “A solução anticalcário para o lar.” <http://www.mi-descalcificador.com/pt/A-solucao-anticalcario-5.html>, consultado em 2015-09-29.
- [6] Anbang Electric Group Co.,Ltd., “Snow melting driver way heating cable.” http://www.chinaheatingmat.com/product/60031291252-800349570/roof_and_gutter_snow_melting_driver_way_snow_melting_heating_cable.html, consultado em 2015-09-29.
- [7] P. Girdhar and O. Moniz, “Practical centrifugal pumps: Design, operation and maintenance,” *Elsevier*, 2005.
- [8] J. F. Gülich, “Centrifugal Pumps,” *Springer, 3rd edition*, 2014.
- [9] C. B. Jacobsen, “The centrifugal pump,” *GRUNDFOS, Research and Technology*, 2008.
- [10] C. Pfeleiderer and H. Petermann, “Strömungsmaschinen,” *Springer*, 1986.
- [11] A. J. Stepanoff, “Centrifugal and Axial Flow Pumps: Theory, Design and Applications,” *Wiley*, 1957.
- [12] J. Tuzson, “Centrifugal Pump Design,” *Wiley*, 2000.
- [13] S. L. Dixon and C. A. Hall, “Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery,” *Elsevier, 6th edition*, 2010.

- [14] I. J. Karassik and T. McGuire, “Centrifugal Pumps,” *Chapman and Hall, 2nd edition*, 1998.
- [15] S. S. Foslie, “Design of Centrifugal Pump for Produced Water,” *Master’s thesis for NTNU*, 2013.
- [16] Prof. Vítor F. da Costa *Comunicação privada*, Outubro, 2015, Universidade de Aveiro.
- [17] Dr. Johann Friedrich Gülich *Contacto via e-mail*, Junho, 2015.
- [18] Sulzer Pumps Ltd, “Centrifugal Pump Handbook,” *Elsevier, 3rd edition*, 2010.

Anexos

A. Fluxograma da implementação em MATLAB



B. Relatório CFTurbo

Parameter	Symbol	Unit	Value	Value 2
PROJECT (global)				
Information				
Project type			Pump	
FileName			C:\Users\...	
Title				
Classification				
Employee				
Comment				
Creation date			2015-09-08	
Last modification			2015-09-09	
Global setup				
Design Point				
Mass flow	m	[kg/s]	0.18303	
Revolutions	n	[/min]	3191	
Additional casing effi...	η_c	[%]	100	
Specific work	Y	[m ² /s ²]	39.24	
Specific speed (EU)	n _q		15.3	
Power output	P _Q	[W]	7.2	
Rotation direction			Right	
Swirl angle	α	°	90.0	90.0
Flow rate	Q	[m ³ /h]	0.6601	
Total pressure differ...	Δp_t	[bar]	0.39169	
Head	H	[m]	4	
Fluid properties				
Fluid name			Water (20...	
Density	ρ	kg/m ³	998.2	
Kinematic viscosity	ν	m ² /s	1E-6	
Performance prediction				
Alignment of decr. output	cl	[-]	0	
System hydr. resistance	ζ	[-]	2148.4	
Geodetic head	H _g	[-]	29377	
1: <Impeller_1>				
Main dimensions				
Setup				
Unshrouded impeller			No	
Splitter blades			Yes	
Manual dimensioning			No	
Parameters				
Hydraulic efficiency	η_h	[%]	50	
Volumetric efficiency	η_v	[%]	90.6	
Mechanical efficiency	η_m	[%]	88.4	
Motor efficiency	η_{mot}	[%]	80	
Empirical function for ...			CFturbo d...	
Empirical function for ...			CFturbo d...	
Empirical function for ...			CFturbo d...	
Empirical function for ...			CFturbo d...	
Work coefficient	ψ	[-]	1.5852	
Outlet width ratio	b ₂ /d ₂	[-]	0.1565	
Required driving power	P _D	[W]	20.1	
Power loss	P _L	[W]	12.9	
Required power incl. ...	P _R	[W]	25.1	
Impeller efficiency	η_{Im}	[%]	40.5	
Stage efficiency	η_{St}	[%]	35.8	
Stage efficiency incl. ...	η_{St}^*	[%]	28.6	
Side friction efficiency	η_s	[%]	89.3	
Suction specific speed	n _{SS}	[-]	200	
Main Dimensions				
Automatic calculation			Yes	
Hub diameter	d _H	[mm]	9.1	
Suction diameter	d _S	[mm]	24.7	
Work coefficient	ψ	[-]	1.58	

Impeller diameter	d2	[mm]	59.6	
Outlet width	b2	[mm]	9.33	
Average inlet velocity	cm5	[m/s]	0.49	
Average inlet velocit...	cm5*	[m/s]	0.44	
Average outlet velocity	cm2	[m/s]	0.12	
Average outlet veloci...	cm2*	[m/s]	0.10	
Meridional contour				
Design mode			Hub, Shroud	
Axial extension max.	Δz_{Max}	[mm]	15.571	
Radial extension max.	Δr_{Max}	[mm]	25.25	
Axial extension default	Δz_D	[mm]	10.906	
Blade properties				
Number of blades	z		12 (6/6)	
Blade shape			Free-form...	
Number of meridional sec...			5	
Incidence ratio	RQ	%	100	100
Main blade				
Thickness leading edge	sLE	[mm]	0.5	0.5
Thickness trailing edge	sTE	[mm]	0.5	0.5
Blade angle leading e...	β_{B1}	°	4.6	4.6
Splitter blade				
Linked to main blade			Yes	
Blade angle trailing edge	β_{B2}	°	8.2	8.2
Automatic calculation			No	
Suction side				
Circumferential velocity	u	[m/s]	1.5	4.1
Angle of absolute flow	α_F	[°]	90	90
Angle of relative flow	β_F	[°]	8.5	3.1
Circumferential comp...	wu	[m/s]	1.5	4.1
Relative velocity	w	[m/s]	1.5	4.1
Meridional componen...	cm	[m/s]	0.2	0.2
Radial component of ...	cr	[m/s]	0.2	0.2
Axial component of a...	cax	[m/s]	0	0.1
Circumferential comp...	cu	[m/s]	0	0
Absolute velocity	c	[m/s]	0.2	0.2
Leading edge (outside bl...				
Angle of absolute flow	α_F	[°]	90	90
Angle of relative flow	β_F	[°]	2.5	2.4
Circumferential comp...	wu	[m/s]	4	4.1
Relative velocity	w	[m/s]	4	4.1
Meridional componen...	cm	[m/s]	0.2	0.2
Radial component of ...	cr	[m/s]	0.2	0.2
Axial component of a...	cax	[m/s]	0	0.1
Circumferential comp...	cu	[m/s]	0	0
Absolute velocity	c	[m/s]	0.2	0.2
Leading edge (inside blad...				
Circumferential velocity	u	[m/s]	4	4.1
Blade blockage	τ	[-]	1.98	1.93
Incidence deviation ...	$i \delta$	[°]	-0.3	0
Angle of absolute flow	α_F	[°]	90	90
Angle of relative flow	β_F	[°]	4.9	4.6
Circumferential comp...	wu	[m/s]	4	4.1
Relative velocity	w	[m/s]	4	4.1
Meridional componen...	cm	[m/s]	0.3	0.3
Radial component of ...	cr	[m/s]	0.3	0.3
Axial component of a...	cax	[m/s]	0	0.1
Circumferential comp...	cu	[m/s]	0	0
Absolute velocity	c	[m/s]	0.3	0.3
Trailing edge (inside blad...				
Circumferential velocity	u	[m/s]	10	10
Blade blockage	τ	[-]	1.29	1.29
Incidence deviation ...	$i \delta$	[°]	3.6	3.6
Angle of absolute flow	α_F	[°]	1.1	1.1

Angle of relative flow	βF	[°]	4.5	4.5
Circumferential comp...	wu	[m/s]	1.9	1.9
Relative velocity	w	[m/s]	1.9	1.9
Meridional componen...	cm	[m/s]	0.1	0.1
Radial component of ...	cr	[m/s]	0.1	0.1
Axial component of a...	cax	[m/s]	0	0.1
Circumferential comp...	cu	[m/s]	8.1	8.1
Absolute velocity	c	[m/s]	8.1	8.1
Trailing edge (outside bla...				
Angle of absolute flow	αF	[°]	0.8	0.8
Angle of relative flow	βF	[°]	3.5	3.5
Circumferential comp...	wu	[m/s]	1.9	1.9
Relative velocity	w	[m/s]	1.9	1.9
Meridional componen...	cm	[m/s]	0.1	0.1
Radial component of ...	cr	[m/s]	0.1	0.1
Axial component of a...	cax	[m/s]	0	0
Circumferential comp...	cu	[m/s]	8.1	8.1
Absolute velocity	c	[m/s]	8.1	8.1
Slip, Outflow coefficient	γ		0.92	0.92
Rel. deceleration	w2/w1	[-]	0.47	0.46
Blade mean lines				
Main blade				
Leading edge angle	ϕLE	°	0.0	0.0
Trailing edge angle	ϕTE	°	135.4	135.4
Wrap angle	$\Delta\phi$	°	135.4	135.4
Blade angle leading e...	$\beta B1$	°	4.6	4.6
Blade angle trailing e...	$\beta B2$	°	8.2	8.2
Splitter blade				
Leading edge angle	ϕLE	°	93.9	93.5
Trailing edge angle	ϕTE	°	165.4	165.4
Wrap angle	$\Delta\phi$	°	71.5	71.9
Blade angle leading e...	$\beta B1$	°	27.3	28.1
Blade angle trailing e...	$\beta B2$	°	8.2	8.2
Blade profiles				
Main blade				
Design mode			Simple	
Thickness LE	sLE	[mm]	0.5	0.5
Thickness 1/3	s1/3	[mm]	0.5	0.5
Thickness 2/3	s2/3	[mm]	0.5	0.5
Thickness TE	sTE	[mm]	0.5	0.5
Splitter blade				
Design mode			Linked	
Thickness LE	sLE	[mm]	0.5	0.5
Thickness 1/3	s1/3	[mm]	0.5	0.5
Thickness 2/3	s2/3	[mm]	0.5	0.5
Thickness TE	sTE	[mm]	0.5	0.5
Blade leading/trailing ...				
Main blade				
Leading edge mode			Ellipse	
Ratio of semiaxes			4	
Trailing edge mode			Line	
Trimmed on outlet			Yes	
Splitter blade				
Leading edge mode			Ellipse	
Ratio of semiaxes			4	
Trailing edge mode			Line	
Trimmed on outlet			Yes	
CFD setup				
CFD Segment				
Segment Type			Simple	